

министерство высшего и среднего специального  
образования Р С Ф С Р

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ им. академика С.П.КОРОЛЕВА

В.В. К у л а г и н

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА УЗЛОВ  
МНОГОВАЛЬНЫХ ТРДД И ТРД.  
ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Учебное пособие

Утверждено  
на редакционном совете  
4 декабря 1976 г.

Куйбышев 1977

Рекомендуемое учебное пособие является продолжением книги "Совместная работа узлов и характеристики ГТД", в которой рассматривалась в общем виде совместная работа узлов двигателей трех основных типов (ТРД, ТВД, ТРДД), проанализирована работа узлов одновального ТРД с нерегулируемыми характерными сечениями, описаны характеристики этого двигателя и законы его регулирования.

В данном пособии показаны особенности совместной работы узлов двухвальных и многовальных двухконтурных двигателей и, как следствие, особенности характеристик этих двигателей. Приведенные в работе уравнения описывают совместную работу узлов одноконтурных ТРД как частный случай двухконтурных. Получены универсальные закономерности, которые могут быть использованы при расчете и анализе характеристик турбореактивных двигателей различных типов и схем.

Книга рассчитана на студентов специальностей 0537 и 1610 и может представлять интерес для инженеров, специализирующихся в области проектирования и эксплуатации газотурбинных двигателей.

Рецензенты - доц. А.В.Юрин, В.И.Бакулев

Виктор Владимирович Кулагин

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА УЗЛОВ  
МНОГОВАЛЬНЫХ ТРДД И ТРД. ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Учебное пособие

Редактор Э.А.Грязнова, техн.редактор Н.М.Каленюк,  
корректор О.В.Удачина

ЕО ОИИЗ . Подписано в печать 17/II-77г. Формат 60x84/16.  
Усл.п.л. 5,5. Уч.-изд.л. 5,1. Тираж 1000 экз. Цена 25 коп.  
Заказ № 827 . Темплан 1977, поз. 2516.

Куйбышевский авиационный институт им. С.П.Королева, г. Куйбышев,  
ул. Молодогвардейская, 151.

Ротапечатьный цех областной типографии им. Мяги, г. Куйбышев,  
ул. Венцека, 60.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие является продолжением книги автора "Совместная работа узлов и характеристики ГТД" [18]. В трех главах этой книги рассмотрены уравнения совместной работы узлов ГТД в общем виде (гл. I), закономерности совместной работы узлов одновального ТРД с нерегулируемыми характерными сечениями (гл. 2) и характеристики этого двигателя (гл. 3).

В данном пособии (гл. 4) рассматриваются многовальные ТРДД и ТРД.

В первом параграфе анализируется совместная работа узлов двухвальных, с нерегулируемыми характерными сечениями, ТРДД и ТРД.

Во втором параграфе излагаются методы расчета характеристик рассматриваемых двигателей.

В третьем параграфе анализируются особенности обобщенных и высотно-скоростных характеристик двигателей. Обобщенные характеристики рассматриваются как зависимости приведенных параметров от приведенной температуры газа перед турбиной ( $T_H^* = 288 \text{ K}$ ,  $P_H^* = 101325 \text{ Па}$ ), высотно-скоростные характеристики анализируются при условии  $T_3^* = \text{const}$ . Это позволило выявить характерные особенности двигателей данного типа и данной схемы, не связанные с многообразным влиянием законов регулирования.

В таком же плане рассматривается влияние параметров рабочего процесса на особенности совместной работы узлов и характеристики этих двигателей (§ 4). Прослеживаются закономерности этого влияния, общие для двигателей рассматриваемых типов и схем. В четвертом параграфе приведен материал, который несколько выходит за рамки учебной программы. К его изучению следует переходить только после усвоения основного материала.

В § 5 рассматривается влияние различных законов регулирования на закономерности изменения температуры газа перед турбиной

в зависимости от внешних условий, а следовательно, и на высотно-скоростные характеристики двухвальных ТРДД и ТРД.

ТРДД со смешением потоков наружного и внутреннего контуров выделены в отдельный параграф (§ 6).

Особенности совместной работы узлов двухвальных двигателей и особенности их характеристик присущи также многовальным ТРД и ТРДД. В § 7 показаны преимущества этих двигателей, которые позволяют реализовать наиболее высокие параметры цикла. Получены универсальные закономерности, справедливые для двигателей рассматриваемых типов и схем.

Особенности совместной работы узлов, методов расчета характеристик, регулирования и особенности характеристик одноконтурного ТРД даются как частный случай ТРДД при  $M = 0$ .

Методической особенностью предыдущей книги и данного учебного пособия является то, что обобщенные характеристики рассматриваются как следствие совместной работы узлов; высотно-скоростные характеристики получены на основании обобщенных характеристик и принятой программы регулирования.

В конце пособия сделаны выводы, приведены контрольные вопросы, задачи и приложения, необходимые для решения задач.

Автор признателен доценту А.В.Крину, доценту МАИ В.И.Бакулеву и сотрудникам кафедры "Теория двигателей" Куйбышевского авиационного института за полезные советы и благодарит инженеров С.К.Бочкарева, Э.В.Максимову за помощь в подготовке пособия к изданию.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $V_n$  - скорость полета, м/с  
 $H$  - высота полета, км  
 $M$  - число Маха  
 $\lambda$  - коэффициент скорости  
 (отношение скорости потока к критической скорости звука)  
 $a$  - скорость звука, м/с  
 $c$  - скорость потока, м/с  
 $u$  - окружная скорость, м/с  
 $p$  - давление, Па  
 $T$  - температура, К  
 $R$  - тяга двигателя, Н (даН)  
 $R_{\text{уд}}$  - удельная тяга двигателя, Н·с/кг (даН·с/кг)  
 $c_{\text{уд}}$  - удельный расход топлива, кг/Н·с (кг/даН·с)  
 $\bar{G}_V$  - степень повышения давления во входном устройстве  
 $\bar{G}_K$  - степень повышения давления в компрессоре  
 $\bar{G}_\Sigma$  - суммарная степень повышения давления  
 $\bar{G}_T$  - степень понижения давления в турбине  
 $\bar{G}_C$  - располагаемая степень расширения газа в сопле

$$\bar{G}_V = \frac{p_1^*}{p_H^*}, \quad \bar{G}_K = \frac{p_2^*}{p_1^*}, \quad \bar{G}_\Sigma = \frac{p_2^*}{p_H^*},$$

- $\bar{G}_T = \frac{p_3^*}{p_4^*}, \quad \bar{G}_C = \frac{p_4^*}{p_H^*}$   
 $n$  - частота вращения, 1/с  
 $L$  - удельная работа, Дж/кг (кДж/кг)  
 $l$  - отношение удельной работы к энтальпии рабочего тела на входе  
 $l_k = \frac{L_k}{c_p T_n^*} = \left( \bar{G}_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k^*}$   
 $l_T = \frac{L_T}{c_{p,T} T_3^*} = \left( 1 - \frac{1}{\bar{G}_T^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_T^*$   
 $\eta$  - коэффициент полезного действия  
 $m$  - степень двухконтурности  
 $\eta$  - отношение полных давлений в наружном и внутреннем контурах  
 $G$  - массовый расход, кг/с  
 $\gamma_{j-i}$  - коэффициент, характеризующий изменение массы рабочего тела в сечении  $i$  по отношению к массе в сечении  $j$ :  $\gamma_{j-i} = G_i / G_j$   
 $F$  - площадь проходного сечения, м<sup>2</sup>  
 $\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup>  
 $q_T$  - отношение расхода топлива к расходу воздуха, проходящего через камеру сгорания

$R$  - универсальная газовая постоянная, Дж/кг·К  
 $K, K_r$  - показатель адиабаты для воздуха, газа  
 $C_p, C_{p,r}$  - удельная теплоемкость при постоянном давлении для воздуха, газа, Дж/кг·К (кДж/кг·К)

$m_{кр}$  - численный коэффициент в уравнении расхода, (кг·К/Дж)<sup>0,5</sup>  
 $m_{кр} = 0,0405$  (для воздуха),  
 $m_{кр} = 0,0397$  (для газа)  
 $\sigma$  - коэффициент восстановления давления  
 $\psi_c$  - коэффициент потерь скорости в реактивном сопле  
 $\Delta K_y$  - запас устойчивой работы компрессора

### И н д е к с ы

\* - параметры заторможенного потока  
 $\delta b$  - двигатель  
 $\delta ж$  - движитель  
 $b$  - воздух, винт  
 $г$  - газ  
 $т$  - топливо, турбина  
 $вх$  - входное устройство  
 $к$  - компрессор  
 $с.а$  - сопловой аппарат  
 $к.с$  - камера сгорания  
 $с$  - сопло, секундный  
 $кан$  - канал наружный  
 $см$  - смещение  
 $о$  - параметры максимального режима в САУ на уровне моря при  $M_n = 0$   
 - - черта над параметром означает, что рассматривается его относительное значение, т.е. отношение этого параметра к его значению на максимальном режиме в САУ на уровне моря при  $M_n = 0$

$исх$  - параметры исходной расчетной точки  
 $п$  - полетный  
 $м$  - механический  
 $чд$  - удельный  
 $ад$  - адиабатный  
 $нд$  - каскад низкого давления  
 $сд$  - каскад среднего давления  
 $вд$  - каскад высокого давления  
 $\Sigma$  - суммарный  
 $I$  - внутренний контур ТРДД  
 $II$  - наружный контур ТРДД  
 $пр$  - приведенные параметры.  
 Индексы, стоящие после  $пр$ , обозначают сечение, по температуре и (или) давлению в котором рассматриваемый параметр приводится к САУ. Если после  $пр$  не стоит индекс, то рассматриваемый параметр приводится к САУ по  $T_n^*$  и (или)  $P_n^*$

О с н о в н ы е с е ч е н и я п о т о к а

- н-н - сечение невозмущенного потока
- 1-1 - вход в компрессор (выход из диффузора)
- 2-2 - выход из компрессора (вход в камеру сгорания)
- 3-3 - вход в турбину (выход из камеры сгорания)
- 4-4 - выход из турбины
- 5-5 - выходное сечение сопла
- кр - критическое сечение
- I - выход из внутреннего контура ТРДД (вход в сопло или камеру смешения)
- II - выход из наружного контура (канала) ТРДД (вход в сопло или камеру смешения)

С о к р а щ е н и я

- САУ - стандартные атмосферные условия
- Л.С.Р - линия совместной работы

Г а з о д и н а м и ч е с к и е ф у н к ц и и

$$\varphi(\lambda) = \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \lambda \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$$

$$\varpi(\lambda) = 1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2; \quad \pi(\lambda) = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

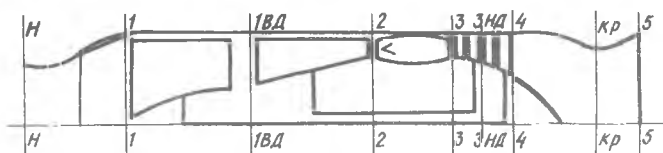
$$f(\lambda) = (1 + \lambda^2) \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}; \quad Z(\lambda) = \frac{1}{2} \left(\lambda + \frac{1}{\lambda}\right)$$

## Глава IV. ОСОБЕННОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ И ХАРАКТЕРИСТИК МНГОВАЛЬНЫХ ТРДД (ТРД)

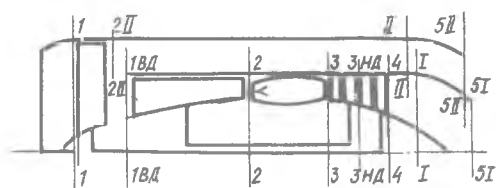
### § 4.1. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ ДВУХВАЛЬНЫХ ТРД И ТРДД

#### 4.1.1. Общие закономерности совместной работы узлов двухвальных ТРД и ТРДД и одновальных двигателей

Совместная работа двухвальной турбины и сопла рассматривалась в разделе 1.2 [18]. В работе было показано, что в общем случае степень понижения давления в турбинах ВД и НД, как и в турбине одновального двигателя, однозначно определяется суммарной степенью повышения давления. В частном случае, при критической скорости в минимальном сечении сопла  $\lambda_{кр} = 1$ , величины  $\eta_{ТВД}$  и  $\eta_{ТНД}$  остаются постоянными. Величина  $\eta_{ТВД}$  изменяется незначительно и в широком диапазоне околкритических режимов истечения газа из сопла. Поэтому совместная работа узлов двухвальных ТРД и ТРДД (рис. 4.1) в данном пособии рассматривается преимущественно при  $\eta_{ТВД} = const$  и  $\eta_{ТНД} = const$ .

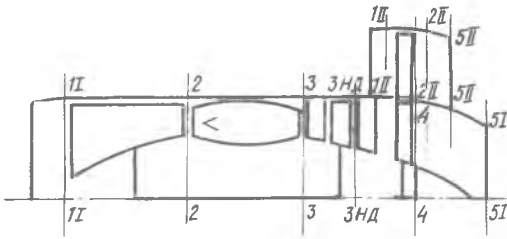


8



6





в

Р и с.4.1. Схемы двухвальных двигателей: а - ТРД; б - ТРДД с передним расположением компрессора наружного контура; в - ТРДД с задним расположением компрессора наружного контура

Совместная работа узлов турбокомпрессора проанализирована в разделах 1.3 и 2.1 [18]. Полученные уравнения (1.15), (1.17) и (2.2) могут быть выведены аналогично и для турбокомпрессора ВД двигателей рассматриваемых схем.

Уравнение неразрывности потока для сечений 1ВД - 1ВД и 3-3:

$$\rho_{квд} = \rho (\lambda_{1ВД}) \sqrt{T_{з.пр. 1ВД}^*} \cdot A \quad (4.1)$$

где

$$T_{з.пр. 1ВД}^* = \frac{T_3^*}{T_{1ВД}^*} 288$$

$$A = \frac{241 \nu_{1ВД-3} F_{1ВД}}{\sigma_{квд} G_{пр.3} \sqrt{288}} \quad (4.2)$$

Уравнение баланса мощности турбины и компрессора:

$$L_{квд} = c_{p,r} T_3^* \ell_{твд} \nu_{1ВД-3} \eta_{квд} \quad (4.3)$$

или

$$\ell_{квд} = T_{з.пр. 1ВД}^* \ell_{твд} B, \quad (4.4)$$

где

$$\ell_{квд} = \frac{L_{квд}}{c_p T_{1ВД}^*} = \frac{\eta_{квд}^{k-1}}{\eta_{квд}^*}$$

- отношение работы компрессора к эн- тальпии на входе. Величина  $\ell_{квд}$  однозначно определяется значениями  $\eta_{квд}$  и  $\eta_{квд}^*$ , т.е. положе-

нием рабочей точки на характеристике компрессора;

$$v_{твд} = \frac{L_{твд}}{C_{рг} T_3^*} = \left( 1 - \frac{1}{\kappa_{г-1}} \right) \eta_{твд}^* \quad \text{отношение работы турбины к энтальпии газа на входе - функция величин } \eta_{твд}^* \text{ и } \eta_{твд};$$

$$B = \frac{C_{рг} \nu_{1вд-3} \gamma_{мвд}}{C_p 288}$$

Уравнение линии совместной работы:

$$\frac{\eta_{квд}}{\nu_{квд}} = \eta(\lambda_{1вд}) C, \quad (4.5)$$

где

$$C = \frac{A}{\nu_{твд} B} = \sqrt{\frac{C_{рг} \nu_{1вд-3}}{C_{рг} \nu_{твд} \gamma_{мвд}}} \frac{241 F_{1вд}}{\sigma_{кк} G_{пр.3}}. \quad (4.6)$$

Совместная работа узлов турбокомпрессора ВД описывается теми же уравнениями, что и совместная работа узлов турбокомпрессора одновального ТРД. Следовательно, закономерности совместной работы узлов одновального ТРД, в том числе закономерности изменения положения линии совместной работы и обобщенные характеристики параметров турбокомпрессора, приведенные в работе [18], справедливы и для турбокомпрессоров ВД двухвальных ТРД и ТРДД. Это объясняется тем, что турбокомпрессор ВД многовальных ТРД и ТРДД в газодинамическом отношении представляет собой одновальный ТРД, у которого роль сопла играет сопловой аппарат последующей турбины.

Итак, параметры турбокомпрессора ВД при  $\eta_{твд} = \text{const}$  однозначно определяются любым приведенным параметром, например, величиной  $T_{3пр.1вд}^*$ . При  $\lambda_{51кр} = 1$ ,  $\lambda_{5пкр} = 1$  такая однозначность распространяется и на параметры турбокомпрессоров НД двухвальных ТРДД и ТРД. Это означает, что каждой рабочей точке на характеристике компрессора ВД однозначно соответствует рабочая точка на характеристике компрессора НД, несмотря на то, что между турбокомпрессорами не существует кинематической связи. Для доказательства этого рассмотрим соответствующие уравнения совместной работы узлов турбокомпрессора НД.

Уравнение мощности компрессора и турбины НД двухвального ТРДД (см. рис. 1,б) представим в виде

$$L_{кнд} G_{\Sigma} = L_{тнд} G_{г.3нд} \gamma_{мнд}.$$

Поделив левую и правую части этого уравнения на величину расхода воздуха через внутренний контур  $G_{в1}$ , получим

$$L_{кнд}(m+1) = L_{тнд} \gamma_{1-знд} \gamma_{мнд} \quad (4.7)$$

откуда

$$C_p T_n^* \ell_{кнд}(m+1) = C_{pг} T_{знд}^* \ell_{тнд} \gamma_{1-знд} \gamma_{мнд},$$

где

$$\ell_{кнд} = \frac{L_{кнд}}{C_p T_n^*} = \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa} \gamma_{кнд} - 1}{\gamma_{кнд}^*};$$

$$\ell_{тнд} = \frac{L_{тнд}}{C_{pг} T_{знд}^*} = \left( 1 - \frac{1}{\gamma_{тнд}^*} \right) \gamma_{тнд}^*.$$

Если температуру газа перед турбиной нд выразить через  $T_3^*$ , то будем иметь

$$C_p T_n^* \ell_{кнд}(m+1) = C_{pг} T_3^* (1 - \ell_{твд}) \ell_{тнд} \gamma_{1-знд} \gamma_{мнд}. \quad (4.8)$$

Если левую и правую части уравнения (4.8) поделить на  $T_n^*$ , то получим

$$\ell_{кнд}(m+1) = T_{з.пр.}^* (1 - \ell_{твд}) \ell_{тнд} B_{нд}, \quad (4.9)$$

где

$$B_{нд} = \frac{C_{pг} \gamma_{1-знд} \gamma_{мнд}}{C_p 288}$$

Поделив уравнение (4.8) на  $T_{1вд}^*$ , получим

$$\frac{\ell_{кнд}}{1 + \ell_{кнд}} (m+1) = T_{з.пр.1вд}^* (1 - \ell_{твд}) \ell_{тнд} B_{нд}. \quad (4.10)$$

В уравнении (4.10) все величины, входящие в правую часть, постоянны для случая  $\lambda_{5гкр} = 1$ , за исключением температуры  $T_{з.пр.1вд}^*$ , которая однозначно определяется положением рабочей точки на характеристике компрессора вд, что следует из уравнения (4.1).

Положением рабочей точки определяется также степень двухконтурности  $m = G_{н}/G_{1}$ . Чтобы показать это, выразим величины расходов воздуха  $G_{н}$  и  $G_{1}$  через параметры потока в сечениях 5пкр-5пкр и 1вд-1вд

$$G_{II} = \frac{m_{кр} \rho_{5II}^* F_{5II} Q(\lambda_{5IIкр})}{\sqrt{T_{2II}^*}}; \quad G_I = \frac{m_{кр} \rho_{1ВД}^* F_{1ВД} Q(\lambda_{1ВД})}{\sqrt{T_{1ВД}^*}},$$

откуда

$$m = \frac{G_{II}}{G_I} = \frac{Q(\lambda_{5IIкр})}{Q(\lambda_{1ВД})} \frac{G_{кнн} G_{сII} F_{5IIкр}}{F_{1ВД}}, \quad (4.11)$$

где  $G_{кнн} = \frac{\rho_{II}^*}{\rho_{1ВД}^*}$  - коэффициент восстановления давления в канале наружного контура;

$G_{сII} = \frac{\rho_{5IIкр}^*}{\rho_{II}^*}$  - коэффициент восстановления давления в сужающейся части сопла наружного контура.

При  $\lambda_{5IIкр} = 1$  степень двухконтурности изменяется обратно пропорционально относительной плотности тока на входе в компрессор ВД.

Для данного положения рабочей точки на характеристике компрессора ВД, т.е. при определенном значении  $\mathcal{K}_{квд}$ ,  $Q(\lambda_{1ВД})$  и  $T_{3пр.1ВД}^*$  по уравнению мощности (4.10) определяется величина  $\ell_{кнд}$  и, следовательно, степень повышения давления  $\mathcal{K}_{кнд}$  (при принятом значении КПД  $\eta_{кнд}^*$ ).

Величина  $Q(\lambda_1)$  при известных  $\mathcal{K}_{кнд}$  и  $Q(\lambda_{1ВД})$  определяется условием неразрывности потока между сечениями I-I, 1ВД-1ВД и 5IIкр-5IIкр

Запишем это условие в следующем виде:

$$G_{\Sigma} = G_I (m+1).$$

выражая  $G_{\Sigma}$  и  $G_I$  через параметры потока в сечениях I - I и 1ВД-1ВД, как это было сделано в разделе 1.3.2 [18], получим

$$\frac{\mathcal{K}_{кнд}}{\sqrt{1+\ell_{кнд}}} (m+1) = \frac{Q(\lambda_1) F_1}{Q(\lambda_{1ВД}) F_{1ВД}} \quad (4.12)$$

Здесь и далее можно пренебречь потерями полного давления в переходнике между компрессорами НД и ВД. Поэтому согласно уравнению неразрывности, произведение  $Q(\lambda_{2НД}) F_{2НД}$  равно соответствующему произведению  $Q(\lambda_{1ВД}) F_{1ВД}$ , рассчитанному по параметрам в сечении на входе в компрессор ВД.

Полученные по уравнениям (4.10) и (4.12) величины  $\mathcal{K}_{кнд}$  и  $Q(\lambda_1)$  однозначно определяют положение рабочей точки на характеристике компрессора НД и величину КПД  $\eta_{кнд}^*$ .

Уравнения (4.7) - (4.12) могут быть использованы для анализа совместной работы узлов и определения линии совместной работы на характе-

ристике компрессора НД двухвального ТРД. Для этого в указанных уравнениях достаточно принять  $M = 0$ .

Итак, положение рабочих точек на характеристиках компрессоров ВД и НД двухвальных ТРД и ТРДД (как и одновальных ТРД), а следовательно, и параметры турбокомпрессоров этих двигателей при  $\lambda_{кр} = 1$ , однозначно определяются приведенной температурой газа перед турбиной. Такая однозначность объясняется тем, что рассматриваемые двигатели с нерегулируемыми характерными сечениями имеют один регулирующий фактор - расход топлива через камеру сгорания.

Уравнения (4.1), (4.3), (4.5), (4.6), (4.10) - (4.12) позволяют также определить положение линий совместной работы на характеристиках компрессоров ВД и НД двухвальных ТРД и ТРДД и проанализировать совместную работу узлов этих двигателей при докритическом истечении газа из реактивных сопел. В этом случае, как и для одновальных ТРД, линия совместной работы и обобщенные характеристики, как будет показано в 4.1.2, расслаиваются по числу  $M_n$ .

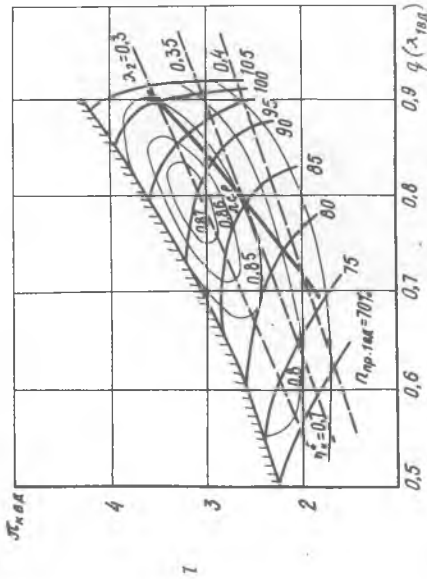
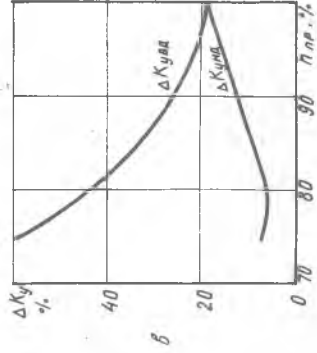
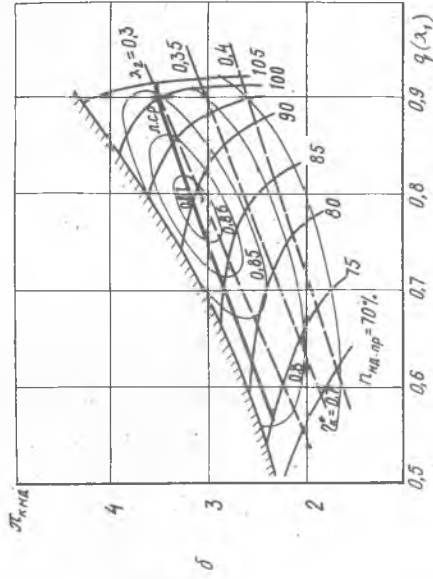
Из приведенного материала следует, что в совместной работе узлов двухвальных ТРД и ТРДД и одновального ТРД много общего.

Однако для совместной работы узлов многовальных двигателей присущи и существенные особенности.

Рассмотрим основные особенности совместной работы узлов сначала двухвального ТРД, а затем ТРДД.

#### 4.1.2. Основные особенности совместной работы узлов двухвальных двигателей

При изменении приведенной температуры газа перед турбиной качественно неодинаково изменяется сопротивление за компрессорами высокого и низкого давлений. Снижение  $T_{3кр}^*$  ведет к уменьшению сопротивления за компрессором ВД вследствие уменьшения степени подогрева газа в камере сгорания  $T_3^*/T_2^*$  и, следовательно, к увеличению  $q(\lambda_2)$  (см. раздел 1.3.1 [18]). Соответствующее снижение приведенной частоты вращения ротора ВД  $n_{пр-ВД}$ , а следовательно и снижение  $q(\lambda_{ВД})$ , означает, что сопротивление за компрессором НД увеличивается. Поэтому линия совместной работы на характеристике компрессора ВД протекает круче, чем линия постоянного сопротивления  $\lambda_2 = const$ , а на характеристике компрессора НД она протекает положе (рис. 4.2). В результате линия совместной работы на характеристике компрессора НД всегда располагается под меньшим углом наклона, по сравнению с линией на характеристике компрессора ВД.



Р и с. 4.2. Расположение линии совместной работы на характеристиках компрессорного ТРД с  $\eta_{к.к.н.д.} = 5,5$ :  
 в - компрессор ВД; б - компрессор НД;  
 в - изменение запасов устойчивой работы

Соответственно  $\Delta K_{yHD} < \Delta K_{yВД}$  на режимах пониженной приведенной температуры газа перед турбиной при  $\mathcal{K}_{кHD_0} = \mathcal{K}_{кВД_0}$  и  $\Delta K_{yHD_0} = \Delta K_{yВД_0}$ .

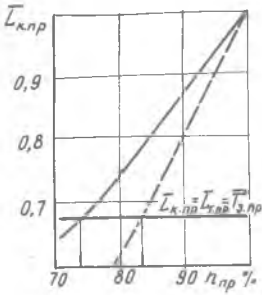
Это свойство присуще любым многоступенчатым компрессорным системам с нерегулируемыми сечениями, в том числе, многоступенчатым одновальным компрессорам. Действительно, если многоступенчатый одновальный компрессор мысленно поделить на две части и сравнить работу группы первых ступеней с работой компрессора HD, а работу последних ступеней с работой компрессора ВД, то сделанные выводы об изменении сопротивления, положения линий совместной работы и о запасах устойчивости будут целиком относиться и к ступеням одновального компрессора.

В курсе "Лопаточные машины" [10] показано, что при снижении  $n_{пр}$  неодинаковое изменение сопротивления за ступенями компрессора ведет к рассогласованию в их работе: осевая скорость перед последними ступенями увеличивается, углы атаки становятся отрицательными, переходят на режимы, близкие к запираению; осевая скорость перед первыми ступенями уменьшается, углы атаки увеличиваются, и ступени переходят на срывные режимы.

Однако в двухвальных двигателях это свойство многоступенчатых компрессорных систем (неодинаковое изменение сопротивления за компрессорами высокого и низкого давлений) приводит к скольжению роторов, что положительно влияет на работу компрессора. При снижении приведенных частот вращения роторов более пологое расположение линии совместной работы на характеристике компрессора HD указывает на более медленное снижение приведенной работы этого компрессора (рис. 4.3). Но работа обеих турбин уменьшается одинаково (пропорционально изменению температуры  $T_{3,пр}$ ). Следовательно, баланс мощности [см. уравнения (4.3) и (4.8)] обеспечивается только при неодинаковом снижении частот вращения роторов низкого и высокого давлений: величина  $n_{HD,пр}$  уменьшается значительно, чем величина  $n_{ВД,пр}$ , а отношение этих величин  $n_{ВД,пр}/n_{HD,пр}$ , которое называется скольжением роторов [38], возрастает.

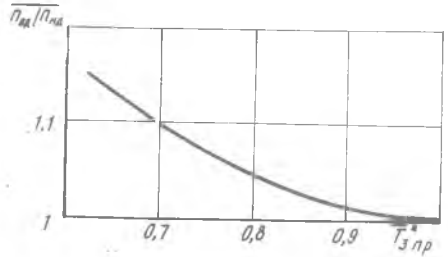
Скольжение роторов при  $\mathcal{L}_{кр} = 1$  однозначно определяется приведенной температурой газа перед турбиной (рис. 4.4), так как отношение физических частот вращения роторов равно отношению их приведенных значений

$$n_{ВД}/n_{HD} = n_{ВД,пр}/n_{HD,пр} = \sqrt{T_{3,пр}}.$$



Р и с. 4.3. Различная интенсивность изменения работы  $L_{к,пр}$  в зависимости от величины  $n_{пр}$  ( $L_{к,нд,0} = L_{к,вд,0} = 3,5$ ):

—  $L_{к,нд,пр} = 4 (n_{нд,пр})$ ;  
 ---  $L_{к,вд,пр} = 5 (n_{вд,пр})$



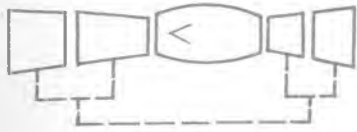
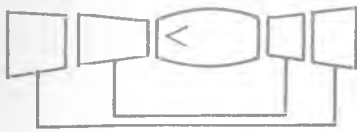
Р и с. 4.4. Зависимость относительного скольжения  $n_{вд}/n_{нд} = \frac{n_{вд}/n_{нд}}{(n_{вд}/n_{нд})_0}$  от изменения относительной температуры  $T_{з,пр}^* = T_{з,пр}^*/T_{з,0}^*$  для  $L_{к,нд,0} = L_{к,вд,0} = 3,5$

Увеличение скольжения  $n_{вд}/n_{нд}$  при снижении температуры  $T_{з,пр}^*$  ведет прежде всего к увеличению запасов устойчивости компрессора НД (по сравнению с запасом устойчивости группы первых ступеней в системе одновального компрессора), что объясняется относительным уменьшением сопротивления на выходе из компрессора НД. Это очевидно, если влияние  $n_{вд}/n_{нд}$  рассматривать при  $n_{нд} = \text{const}$ . В этом случае увеличение  $n_{вд}/n_{нд}$  означает повышение  $n_{вд}$  и ведет к росту  $q(L_{к,вд})$ , т.е. сопротивление снижается.

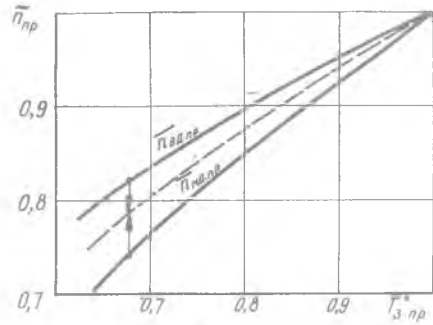
На рис. 4.5 наглядно показано, что "сцепление" роторов на двухвальном ТРД (переход от двухвального ТРД к одновальному) приводит к увеличению  $n_{нд}$  и к снижению  $n_{вд}$ . При этом сопротивление за компрессором НД увеличивается, линия совместной работы смещается к границе помпажа. На характеристике компрессора ВД она также смещается к границе помпажа, вследствие отбора мощности от турбины ВД (увеличение  $n_{нд}$  и снижение  $n_{вд}$  на двухвальном ТРД с нерегулируемыми площадями характерных сечений осуществляется за счет передачи мощности с турбины ВД на НД). Влияние отбора мощности на положение линии совместной работы может быть проанализировано по уравнению (I.18) [18]. Более подробно это будет рассмотрено при анализе совместной работы узлов ТВД.

Увеличение скольжения  $n_{вд}/n_{нд}$  сопровождается снижением окружных скоростей на компрессоре НД и увеличением их на компрессоре

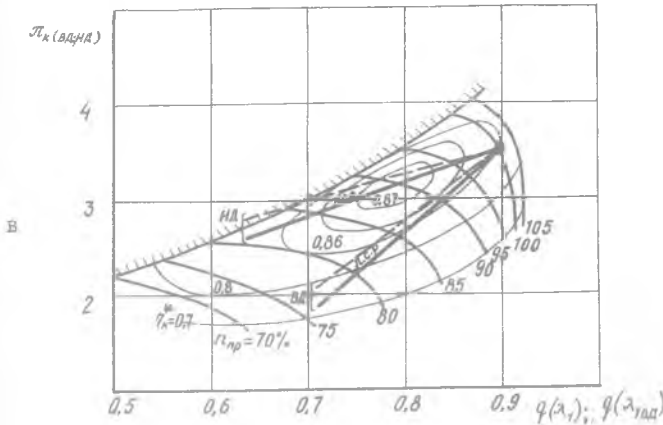




а



б



в

Р и с.4.5. Влияние скольжения роторов на положение линий совместной работы на характеристиках компрессоров с  $\eta_{кнд_0} = \eta_{квд_0} = 3,5$ :

— двухвалный ТРД; --- двухвалный ТРД со сцепленными роторами (одновалный ТРД)

ВД (по сравнению с изменением на ступенях одновального компрессора), в результате чего уменьшаются углы атаки на первых и последних ступенях компрессора [38]. При этом улучшается обтекание венцов, увеличивается КПД компрессора.

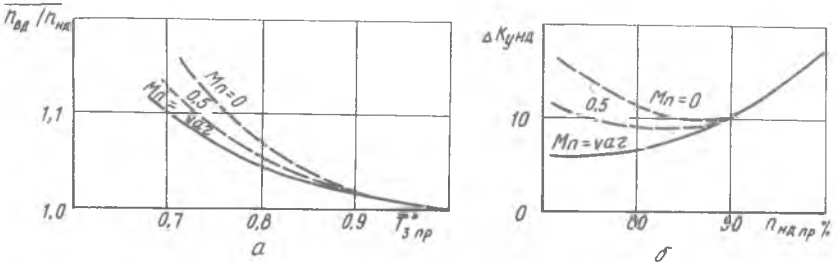
Отсюда следует, что изменение скольжения роторов есть главная особенность работы двухвального ТРД. Преимущество двухвальных ТРД

состоит в том, что скольжение роторов и расширение диапазона их устойчивой работы происходит автоматически (самопроизвольно).

Зная о влиянии скольжения на положение линии совместной работы, можно проанализировать закономерности совместной работы узлов двухвального ТРД при  $\lambda_{кр} < 1$ .

На докритических режимах истечения газа из сопла скольжение зависит также от  $\mathcal{G}_{тнд}$ , а следовательно, и от числа  $M_{п}$ . Снижение числа  $M_{п}$  при  $T_{3,пр}^* = \text{const}$  ведет к уменьшению  $\mathcal{G}_{с}$ ,

$\mathcal{G}_{тнд}$  и  $\rho_{нд,пр}$ , т.е. к увеличению  $\rho_{вд}/\rho_{нд}$  и к повышению запасов устойчивой работы компрессора НД (рис. 4.6).



Р и с. 4.6. Влияние числа  $M_{п}$  при  $\lambda_{5кр} < 1$  на скольжение роторов  $\rho_{вд}/\rho_{нд}$  ( $\alpha$ ) и запасы устойчивой работы компрессора НД двухвального ТРД с  $\mathcal{G}_{кнд0} = \mathcal{G}_{квд0} = 3,5$ ;  $T_{30}^* = 1000$  к ( $\sigma$ ):  
 —  $\lambda_{5кр} = 1$ ; - - -  $\lambda_{5кр} < 1$

На глубоких крейсерских режимах ( $\mathcal{G}_{с} < 1.4$ ) при снижении числа  $M_{п}$  уменьшается и  $\mathcal{G}_{твд}$ , вследствие чего линия совместной работы на характеристике компрессора ВД (как и для обычного ТРД) смещается к границе помпажа. Таким образом, особенность двухвального ТРД состоит в том, что число  $M_{п}$  оказывает противоположное влияние на запасы устойчивой работы компрессоров высокого и низкого давлений.

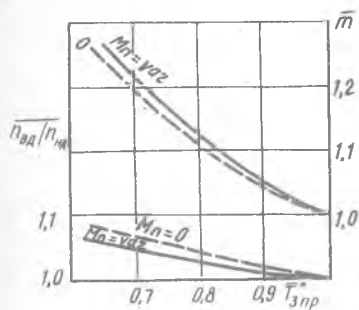
Перечисленные особенности совместной работы узлов двухвального ТРД свойственны и для двухконтурного двигателя с передним расположением компрессора наружного контура, но не являются для него основными.

Из уравнения (4.12) следует, что зависимость  $\mathcal{G}_{кнд}$  от  $q(\lambda_1)$ , т.е. протекание линии совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД, определяется изменением величины

$$\frac{1}{(m+1)q(\lambda_{вд})}$$

Эта величина характеризует сопротивление за компрессором НД, которое зависит, следовательно, не только от изменения  $q(\lambda_{ВД})$ , как на двухвальном ТРД, но и от изменения соотношения расходов  $(m+1)$  через компрессоры низкого и высокого давлений. С увеличением отношения  $(m+1)$  сопротивление за компрессором НД уменьшается, что ведет к увеличению запасов устойчивости  $\Delta K_{унд}$ .

При снижении температуры  $T_{3,пр}^*$  степень двухконтурности увеличивается (рис. 4.7) вследствие снижения величины  $q(\lambda_{ВД})$ . Увеличение сопротивления за компрессором НД, обусловленное снижением  $q(\lambda_{ВД})$ , частично компенсируется благодаря увеличению отношения



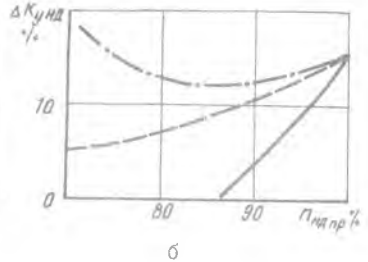
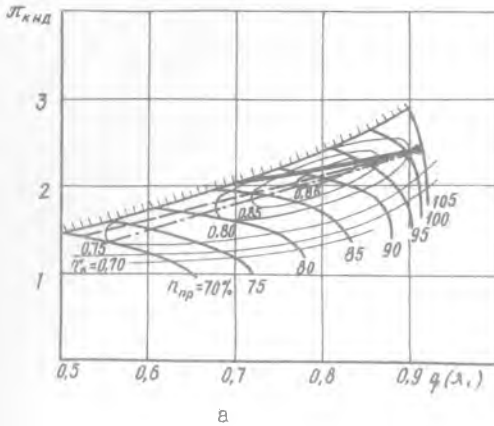
Р и с. 4.7. Зависимость величин  $\bar{m}$  и  $\bar{\pi}_{ВД}/\bar{\pi}_{НД}$  от температуры  $T_{3,пр}^*$  при различных числах  $M_n$  для ТРДД с  $\pi_{к\Sigma_0} = 12$ ,  $\pi_{кНД_0} = 2,4$ ,  $m_0 = 1$ ,  $T_{3_0}^* = 1200$  К:  
 —  $\lambda_{5,кр} = 1$ ; ---  $\lambda_{5,кр} < 1$

$(m+1)$ , т.е. доли суммарного расхода воздуха, поступающего в наружный контур, сопротивление на выходе из которого постоянно (при  $\lambda_{5\bar{\pi},кр} = 1$ ). Поэтому линия совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД идет круче, чем на аналогичной характеристике ТРД (рис. 4.8), следовательно, снижение  $T_{3,пр}^*$  приводит к менее значительному, чем на ТРД, уменьшению запасов устойчивости компрессора НД.

При этом более крутому расположению линии совместной работы соответствует меньшее увеличение скольжения роторов (сравни рис. 4.4 и 4.7).

Таким образом, главной особенностью совместной работы узлов ТРДД является изменение степени двухконтурности по  $T_{3,пр}^*$ .

При  $\lambda_{5,кр} < 1$  параметры турбокомпрессоров двухвального ТРДД (как и ТРД) зависят от двух критериев подобия: приведенной температуры газа перед турбиной и числа  $M_n$ . При  $T_{3,пр}^* = \text{const}$  с уменьшением числа  $M_n$  степень двухконтурности снижается вследствие понижения  $\pi_{с\bar{\pi}}$  и соответствующего уменьшения  $q(\lambda_{5\bar{\pi},кр})$ , см. формулу (4.11), а скольжение роторов изменяется так же, как и на ТРД, вследствие изменения  $\pi_{с\bar{\pi}}$  (см. рис. 4.7).



Р и с. 4.8. Влияние схемы двигателя на положение линии совместной работы на характеристике компрессора НД(а) и запасы устойчивой работы(б)

$\Delta K_{унд}$  ( $\lambda_{к\sigma_0} = 12$ ,  $\lambda_{кнд_0} = 2,4$ ,  $\lambda_{вкр} = 1$ ):

— — двухвальный ТРД; --- ТРДД ( $m_0 = 2$ ) с передним расположением компрессора наружного контура; — • — ТРДД с задним расположением компрессора наружного контура

Следует заметить, что влияние числа  $M_{п}$  на положение линии совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД может быть различным в зависимости от того, в каком сопле (наружного или внутреннего контуров) реализуется докритическое истечение. Если  $\lambda_{5\bar{п}кр} < 1$  при  $\lambda_{5\bar{п}кр} = 1$ , то уменьшение числа  $M_{п}$  приводит к увеличению скольжения  $\pi_{вд}/\pi_{нд}$  и к повышению запасов устойчивости  $\Delta K_{унд}$ , как и на двухвальном ТРД. Если  $\lambda_{5\bar{п}кр} < 1$  при  $\lambda_{5\bar{п}кр} = 1$ , то уменьшение числа  $M_{п}$  оказывает противоположное влияние на запасы  $\Delta K_{унд}$  вследствие того, что скольжение роторов остается практически неизменным (при  $T_{3пр}^{*} = const$ ), а сопротивление на выходе из сопла наружного контура увеличивается. Если докритическое истечение имеет место в обоих соплах, то их противоположное влияние на положение линии совместной работы при изменении числа  $M_{п}$  частично компенсируется и может привести к смещению линии совместной работы в ту или другую сторону.

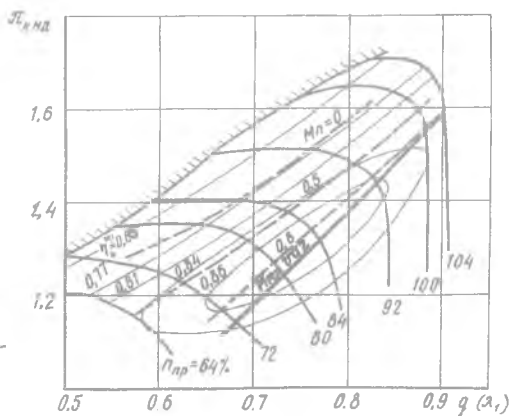
Полученные зависимости относятся к ТРДД с передним расположением компрессора НД. Двухконтурные двигатели других схем имеют свою специфику. Например, положение линии совместной работы на характеристике компрессора наружного контура ТРДД с задним расположением турбо-

компрессора НД (см. рис. 4.1, в) определяется только условием неразрывности потока, проходящего через наружный контур. Уравнение неразрывности потока для сечений  $1_{II} - 1_{II}$  и  $5_{IIкр} - 5_{IIкр}$  можно записать в виде (см. уравнение (1.13)) [18]:

$$\frac{G_{кII}}{\sqrt{1+k_{кII}}} = \frac{q(\lambda_{1II}) F_{1II}}{q(\lambda_{5IIкр}) F_{5IIкр} \sigma_{кан} \sigma_{сII}} \quad (4.13)$$

Из равенства (4.13) следует, что для случая  $\lambda_{5IIкр} = 1$  линия совместной работы представляет собой, по существу, линию постоянного сопротивления  $\lambda_{2II} = \text{const}$  на выходе из компрессора наружного контура, она располагается под большим углом наклона, чем линия совместной работы на аналогичной характеристике ТРДД обычной схемы и, тем более, двухвального ТРД (см. рис. 4.8). Поэтому, а также вследствие полого протекания границы помпажа компрессора с невысокой степенью повышения давления ( $G_{кII0} \ll G_{кI0}$ ), обычно не возникает затруднений, связанных с обеспечением запасов устойчивой работы компрессора наружного контура при низких  $n_{пр}$ .

При  $\lambda_{5IIкр} < 1$  положение линии совместной работы на характеристике компрессора наружного контура ТРДД рассматриваемой схемы зависит от числа  $M_{II}$  и от  $G_{кII0}$ . С уменьшением числа  $M_{II}$  линия сдвигается к границе помпажа (рис. 4.9) вследствие увеличения сопротивления



Р и с. 4.9. Влияние числа  $M_{II}$  на положение линии совместной работы на характеристике компрессора наружного контура ТРДД ( $G_{кII0} = 1,55$ ) с задним расположением турбокомпрессора НД:

—  $\lambda_{5IIкр} = 1$ ; - - -  $\lambda_{5IIкр} < 1$

на выходе из сопла. С увеличением  $G_{кII0}$  расширяется зона режимов на характеристике компрессора, в которой линия инвариантна к числу  $M_{II}$ .

#### § 4.2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК МНГОВАЛЬНЫХ ТРДД И ТРД

В настоящее время широкое распространение получили различные методы расчета характеристик рассматриваемых двигателей [5], [6], [8], [15], [20], [32] и др. Высотно-скоростные и дроссельные характеристики двухвальных ТРДД и ТРД, как и одновального ТРД, рассчитываются или по обобщенным характеристикам этих двигателей, или непосредственно по характеристикам узлов. Для рассматриваемого случая второй способ значительно сложнее первого, поскольку с увеличением количества уравнений и характеристик узлов, которые необходимо решать совместно, намного увеличивается количество неизбежных последовательных приближений.

Расчет обобщенных характеристик двухвальных ТРД и ТРДД усложняется незначительно (по сравнению с расчетом одновальных ТРД), так как при правильном выборе порядка расчета его можно выполнять практически, не прибегая к методу последовательных приближений (при  $\lambda_{кр} = 1$ ).

Заданными для расчета предполагаются характеристики узлов (в том виде, в каком они рассматривались в гл. I учебного пособия [18]), а также результаты расчета исходной точки, на основе которых вычисляются площади характерных сечений или величины, их определяющие (см. раздел 3.2 [18]).

В этом параграфе предложены методы расчета обобщенных и высотно-скоростных характеристик двухвального ТРДД. Эти методики могут быть применены также для расчета характеристик двухвального ТРД ( $m = 0$ ) и трехвальных ТРДД.

##### 4.2.1. Расчет обобщенных характеристик

Обобщенные характеристики двухвального ТРДД наиболее распространенной схемы (см. рис. 4.1, б) целесообразно рассчитывать в следующей последовательности.

1. Определяются параметры турбокомпрессора ВД при различных температурах газа перед турбиной. Для этого линия совместной работы наносится на характеристику компрессора ВД, согласно уравнению (4.5), как и для одновального ТРД (сравни раздел 2.1 [18]).

На основании ряда точек на линии совместной работы по уравнению (4.1) определяется температура газа перед турбиной  $T_{гпр.ВД}$ , приведенная к САУ по параметрам сечения IВд-IВд. По результатам расчета строятся обобщенные характеристики параметров турбокомпрессора ВД:

$$\eta_{квд}; q(\lambda_{вд}); \eta_{квд}, \Pi_{пр.вд} = \psi(T_{з.пр.вд}^*)$$

Следует иметь в виду, что, если в исходной расчетной точке для турбокомпрессора ВД значение  $\eta_{квд_0}$  равно значению  $\eta_{к_0}$  одновального ТРД при одинаковых КПД и коэффициентах потерь, то обобщенные характеристики параметров турбокомпрессора, определенные и описанные в разделе 2.3 [18] для одновального ТРД ( $\lambda_{кр} = 1$ ), оказываются справедливыми и для турбокомпрессора ВД двухвального ТРД. Причем величины

$\beta_{в.пр}$ ,  $q_{т.пр}$ ,  $\beta_{т.пр}$ ,  $\Pi_{пр}$  и  $T_{з.пр}^*$  для одновального ТРД, приведенные к САУ по параметрам  $T_n^*$  и  $P_n^*$  на входе в двигатель, в системе двухвального ТРД и ТРДД приведены к САУ по параметрам в сечении ВД - ВД и должны быть обозначены:  $\beta_{в.пр.вд}$ ,  $q_{т.пр.вд}$ ,  $\beta_{т.пр.вд}$ ,  $\Pi_{пр.вд}$  и  $T_{з.пр.вд}^*$ , так как внешние условия для турбокомпрессора ВД характеризуются величинами  $T_{вд}^*$  и  $P_{вд}^*$ .

2. Рассчитывается степень двухконтурности по формуле (4.11) для  $\lambda_{51кр} = 1$ .

3. Для каждой рабочей точки на характеристике компрессора ВД определяется соответствующая рабочая точка на характеристике компрессора НД по уравнениям (4.10) и (4.12).

Для общего случая, когда величина  $\eta_{тнд}$  переменна, следует пользоваться формулой (4.10); для частного случая, при  $\lambda_{51кр} = 1$ , равенство (4.10) целесообразно упростить, поскольку отношение работ турбины НД и ВД сохраняется постоянным. Следовательно, работа компрессора НД определяется работой компрессора ВД и переменной степенью двухконтурности. Поделив уравнение (4.10) на (4.4), получим

$$\frac{\ell_{кнд}}{1 + \ell_{кнд}} (m+1) = \ell_{квд} \text{const}, \quad (4.14)$$

где константа рассчитывается по параметрам в исходной расчетной точке:

$$\text{const} = \left[ \frac{(1 - \ell_{твд}) \ell_{тнд} \gamma_{1-3нд} \eta_{мнд}}{\ell_{твд} \gamma_{вд-3} \eta_{мвд}} \right]_{исх}$$

Величина этой константы может быть вычислена по параметрам, которые однозначно определяются положением исходных рабочих точек на характеристиках компрессоров ВД и НД и соответствующей степенью двухконтурности:

$$\text{const} = \left[ \frac{\ell_{кнд}}{(1 + \ell_{кнд})} \frac{(m+1)}{\ell_{квд}} \right]_{исх} = \left[ \frac{\ell_{кнд}}{\ell_{квд}} (m+1) \right]_{исх}$$

Методы построения линии совместной работы на характеристиках компрессоров ВД и НД существенно отличаются друг от друга: для ВД она строится по уравнению (4.5), для НД - по уравнениям (4.10), (4.12) или (4.14), (4.12) на основе линии совместной работы на характеристике компрессора ВД. В аналитическом виде получить уравнение  $\pi_{кнд} = f[q(\lambda_1)]$ , выраженное только через параметры турбокомпрессора НД, в принципе невозможно, так как положение линии совместной работы на характеристике компрессора НД зависит от сопротивления сети, роль которой выполняет турбокомпрессор ВД.

4. Определяются температура газа перед турбиной и частота вращения ротора ВД, приведенные к САУ по параметрам на входе в двигатель:

$$T_{з.пр}^* = T_{з.пр.ВД}^* (1 + \ell_{кнд}); \quad (4.15)$$

$$n_{вд.пр} = n_{пр.ВД} \sqrt{1 + \ell_{кнд}}. \quad (4.16)$$

Аналогично могут быть пересчитаны и другие параметры турбокомпрессора ВД, например, расход воздуха

$$G_{вд.пр} = G_{в.пр.ВД} \frac{\pi_{кнд}}{\sqrt{1 + \ell_{кнд}}}$$

5. Рассчитывается степень понижения давления в соплах наружного и внутреннего контуров по уравнениям баланса давлений:

$$\pi_{сн} = \pi_v \pi_{кнд} b_{кан}$$

$$\pi_{с1} = \frac{\pi_v \pi_{кнд} \pi_{квд} G_{квд}}{\pi_{твд} \pi_{тнд}}$$

Таким образом могут быть рассчитаны обобщенные характеристики и при докритическом истечении газа из сопел наружного и внутреннего контуров. При этом предварительно строится зависимость  $\pi_{тнд}$ ,  $\pi_{твд} = f(\pi_{с1})$  (см. раздел 1.2 [18]); методом последовательных приближений с помощью уравнений (4.5), (4.6) и (4.10) учитывается снижение  $\pi_{тнд}$  и  $\pi_{твд}$ , а по формулам (4.1), (4.2), (4.6), (4.11) - снижение величин  $G_{прз}$  и  $q(\lambda_{5Дкр})$ , определяемых по характеристикам турбины ВД и сопла.

6. Далее, как обычно (см. раздел 3.2 [18]), рассчитываются: температура рабочего тела в различных сечениях двигателя; расход топлива; скорости истечения из сопел; удельная тяга наружного и внутреннего контуров; тяга двигателя и удельный расход топлива.

Следует иметь в виду, что при расчете температур газа  $T_{знд}^*$  и  $T_4^*$  для высокотемпературной турбины необходимо учитывать влияние отбора воздуха на охлаждение турбины. При этом температура газа должна



определяться по формуле, полученной на основании уравнения энергии для смешения основного потока газа и охлаждающего воздуха.

Расчет по обобщенным характеристикам высотно-скоростных и дрессельных характеристик двухвальных ТРДД и ТРД производится так же, как и одновальных ТРД (см. раздел 3.2.3 [18]).

#### 4.2.2. Расчет характеристик двухвальных ТРДД и ТРД по характеристикам их узлов

Заданными для расчета, кроме характеристик узлов и результатов расчета исходной точки, являются:

режим работы, характеризующийся температурой  $T_3^*$ ; внешние условия ( $T_H, P_H$  и  $M_H$ ), а следовательно температура  $T_H^*$ , и при заданном коэффициенте  $\epsilon_{вх}$  - давление  $P_1^*$ ;

коэффициенты восстановления давления в камере сгорания  $\epsilon_{кс}$  и канале наружного контура  $\epsilon_{кдн}$ ; коэффициент полноты сгорания топлива  $\eta_{кс}$ .

Характеристики рассматриваемых двигателей рассчитываются в следующей последовательности.

1. В первом приближении задаются величиной  $\eta_{твд}$  (например, берут ее в исходной расчетной точке) и определяют: работу турбины ВД, приведенный расход газа  $G_{пр.знд}$ , температуру  $T_{знд}^*$  за этой турбиной. Приведенный расход газа на входе в турбину ВД определяется по характеристике турбины.

2. Подбирается величина  $\eta_{тнд}$  из условия, чтобы приведенный расход газа на входе в турбину НД  $G_{пр.знд}$ , определенный по характеристике турбины  $G_{пр.знд} = f(\eta_{тнд})$ , был численно равен величине  $G_{пр.знд}$ , рассчитанной в п.1. Вычисляется работа  $L_{тнд}$ .

3. В первом приближении задаются степени двухконтурности, которая существенно изменяется при изменении внешних условий и режима работы, но для двигателя с заданными параметрами в исходной расчетной точке однозначно определяется приведенной температурой  $T_{зпр}^*$ . Поэтому в первом приближении целесообразно величину  $m$  задавать в виде обобщенных зависимостей  $m = f(T_{зпр}^*)$  (см. § 4). Аналогичными зависимостями целесообразно задаваться при определении величин  $\eta_r^*$  и  $\pi_r$  в первом приближении.

4. Из уравнения баланса мощности компрессора и турбины НД рассчитывается работа  $L_{кнд}$ , по величине которой определяются  $\eta_{кнд}$  и  $T_{1вд}^*$ .

Рассчитанные таким образом величины  $\eta_{кнд}^*$  и  $T_{1вд}^*$  являются средними для наружного и внутреннего контуров, ими не учитывается радиальная неравномерность потока за компрессором НД, которая может достигать значительной величины. Чтобы учесть неравномерность, вводятся специальные коэффициенты, или характеристики компрессора НД для наружного и внутреннего контуров задаются отдельно.

5. Аналогично рассчитываются величины  $L_{квд}$ ,  $\eta_{квд}$  и  $T_2^*$  для компрессора ВД.

6. Определяется положение рабочих точек на характеристиках компрессоров НД и ВД и сопла наружного контура. Для этого по уравнению баланса давлений определяется давление газа перед турбиной  $P_3^*$ , по формуле для приведенного расхода газа  $G_{пр3}$  рассчитывается расход воздуха через внутренний контур  $G_{вг}$ . По величине расхода воздуха и параметрам в сечениях 1 - 1 и 1вд - 1вд вычисляются  $q(\lambda_1)$  и  $q(\lambda_{1вд})$ , по характеристикам определяется КПД  $\eta_{к}^* = f[\eta_{к}, q(\lambda_1)]$  для компрессоров НД и ВД.

По уравнению баланса давлений вычисляется степень понижения давления в сопле наружного контура  $\eta_{сг}$  и находится  $q(\lambda_{5гкр}) = f(\eta_{сг})$  величинами  $q(\lambda_{1вд})$  и  $q(\lambda_{5гкр})$  однозначно определяется степень двухконтурности. Методом последовательных приближений добиваются сходимости принятых и полученных величин  $\eta_{г}$ ,  $\eta_{кнд}^*$  и  $\eta_{квд}^*$ .

7. Вычисляются, как обычно, расход топлива  $G_T$  и другие параметры, характеризующие работу камеры сгорания.

8. Проверяется условие неразрывности потока для сечения на выходе из сопла внутреннего контура: для внутреннего контура по уравнению баланса давлений рассчитывается  $\eta_{сг}$ , по характеристике сопла берется  $G_{пр.г} = f(\eta_{сг})$ , по параметрам на выходе из турбины НД определяются  $T_4^*$ ,  $G_{пр.г}$ . Если величины  $G_{пр.г}$ , полученные двумя способами, не совпадают, то расчет повторяют, задаваясь новым значением  $\eta_{сг}$ .

9. Вычисляются, как обычно, тяга, удельный расход топлива и другие параметры двигателя.

#### § 4.3. ОСОБЕННОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХВАЛЬНЫХ ТРД И ТРДД

Сравним обобщенные характеристики ( $T_H^* = 288\text{ К}$ ,  $P_H^* = 101325\text{ Па}$ ) двухвальных ТРД и ТРДД и одновального ТРД при одинаковых параметрах

цикла в исходной расчетной точке и одинаковых расходах воздуха через основной контур, а, следовательно, при одинаковых расходах топлива.

Рассмотрим совместное уравнение баланса мощности компрессоров высокого и низкого давлений и их турбин для двухвального ТРД:

$$l_{к\Sigma} = T_{3,пр}^* l_{T\Sigma} B \quad (4.17)$$

и уравнение неразрывности потока для сечений 1 - 1 и 3 - 3

$$G_{кнд} G_{квд} = q(\lambda_1) \sqrt{T_{3,пр}^*} A, \quad (4.18)$$

где

$$B = \frac{c_{p,r} \nu_{1-3} \gamma_{м\Sigma}}{c_p 288}; \quad A = \frac{241 \nu_{1-3} F_1}{G_{кв} G_{пр,3} \sqrt{288}}$$

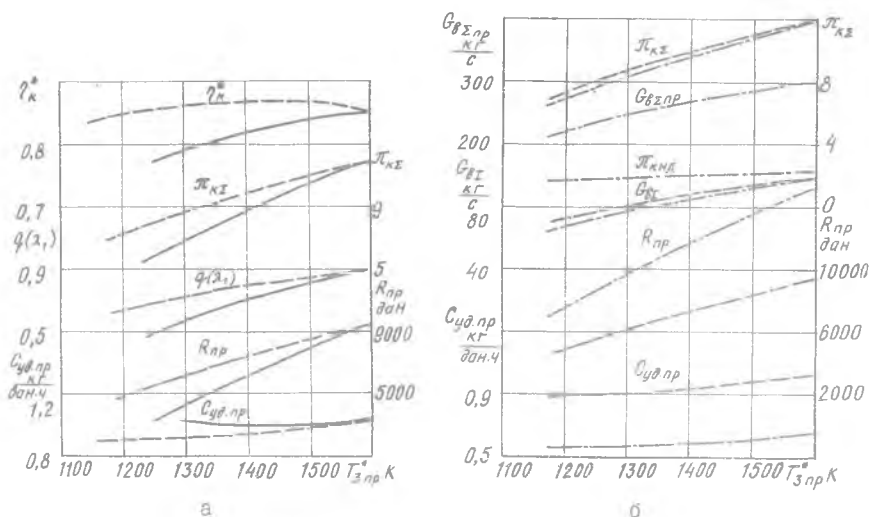
Уравнения (4.17) и (4.18) аналогичны уравнениям, описывающим одновальные ТРД. Если бы при снижении  $T_{3,пр}^*$  КПД компрессора обоих двигателей изменялся одинаково, то не было бы различия и в протекании величин  $G_{к\Sigma}$  и  $q(\lambda_1)$ , несмотря на влияние скольжения роторов. В действительности величина  $\gamma_{к}$ , характеризующая двухвальные ТРД, снижается менее значительно, что обуславливает более пологое протекание зависимостей  $G_{к} = \psi(T_{3,пр}^*)$  и  $q(\lambda_1) = \varphi(T_{3,пр}^*)$  (рис. 4.10, а). Вследствие этого менее интенсивно снижаются величины  $G_{с}$ ,  $C_5$ ,

$R_{уд}$  и  $R$  по приведенной температуре газа перед турбиной. При пониженных значениях  $T_{3,пр}^*$  удельный расход топлива двухвального ТРД меньше, чем одновального, благодаря повышенному значению удельной тяги (в рассматриваемом случае при  $\lambda_{кр} = 1$  двигатели не отличаются по относительному расходу топлива  $q_T$ ), а практический минимум удельного расхода обеспечивается в широком диапазоне режимов. Например, в частном случае (см. рис. 4.10, а), при  $T_{3,пр}^* = 1400$  К, двухвальный ТРД отличается от одновального по КПД компрессора на 6%, что обуславливает отличие в тяге на 17%, в удельном расходе топлива - на 5%.

Обобщенные характеристики двухвальных ТРД имеют целый ряд особенностей (рис. 4.10, б, в), которые объясняются влиянием наружного контура. Проанализируем особенности изменения параметров турбокомпрессора основного контура ТРДД.

На ТРДД с задним расположением наружного контура в зависимости от температуры  $T_{3,пр}^*$  параметры  $G_{вГ}$ ,  $G_{кГ}$ ,  $G_{сГ}$ ,  $T_{4,пр}^*$  и др. изменяются точно также, как и в случае одновального ТРД.

На ТРДд с передним расположением компрессора наружного контура изменение параметров основного контура количественно отличается от



Р и с. 4.10. Сравнение обобщенных характеристик ( $T_{ч}^* = 288\text{K}$ ,  $p_{н.}^* = 101325\text{Па}$ ) двигателей при  $M_{л} = 0$  ( $T_{30}^* = 1600\text{K}$ ;  $\eta_{к\kappa 0} = 12$ ):

- а - одновального (—) и двухвального (---) ТРД;
- б - двухвальных ТРД (---) и ТРДД (-·-·-);
- в - всех трех указанных двигателей

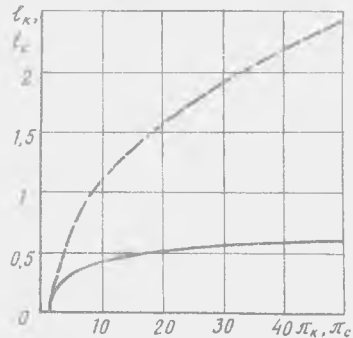
изменения их в системе двухвального ТРД. При снижении  $T_{3пр}^*$  вследствие увеличения степени двухконтурности величина  $L_{кнд}$  ТРДД снижается значительно, чем  $L_{кнд}$  ТРД, что приводит к более существенному снижению  $\eta_{кнд}$  ТРДД.

Соответственно более значительно, чем на ТРД, снижается суммарная степень повышения давления и расход воздуха через внутренний контур ТРДД; в результате при снижении  $T_{3np}^*$  более значительно снижается и расход топлива, несмотря на менее интенсивное снижение относительного расхода  $q_T$ .

Более интенсивное уменьшение  $G_{внпр}$  для ТРДД при снижении  $T_{3np}^*$  и одновременное увеличение степени двухконтурности оказывают противоположное влияние на закономерность изменения суммарного расхода воздуха  $G_{сзпр} = \psi(T_{3np}^*)$ . Кроме того, на эту закономерность, как будет показано в § 7, значительное влияние оказывает характер изменения КПД компрессора ВД. Если  $\eta_{квд}$  изменяется на обоих двигателях одинаково, то рассматриваемая кривая протекает выше, чем на ТРД, что свидетельствует о преимуществе ТРДД, особенно важном для форсажных двигателей, предназначенных для сверхзвуковых скоростей полета: более пологой кривой соответствует больший расход воздуха через двигатель в условиях работы при высоких  $T_H^*$ .

При одинаковых параметрах цикла степень понижения давления в сопле внутреннего контура ТРДД всегда ниже, чем в сопле ТРД, вследствие чего при снижении  $T_{3np}^*$  более интенсивно уменьшаются величины  $C_{5T}$ ,  $R_{удT}$ , а следовательно, и  $R_T$  (по сравнению с уменьшением подобных величин, характеризующих работу ТРД).

Это обусловлено нелинейным протеканием функции  $\ell_c = \left(1 - 1/\eta_c^{\frac{k_T-1}{k_T}}\right) \psi_c^2 \cdot f(\ell_c)$  одинаковое снижение  $\eta_c$  приводит к существенно неодинаковому изменению  $\ell_c$  при различных исходных значениях  $\eta_{c0}$  (рис. 4.11): при



Р и с. 4.11. Закономерности протекания функций:

$$\begin{aligned} \text{—} \quad \ell_c &= \left(1 - \frac{1}{\eta_c^{\frac{k_T-1}{k_T}}}\right) \psi_c^2 \cdot f(\ell_c) \quad \text{для } \psi_c = 0,98; \\ \text{---} \quad \ell_c &= \left(\eta_c^{\frac{k_T-1}{k_T}} - 1\right) \frac{1}{\eta_c} \cdot f(\ell_c) \quad \text{для } \psi_c = 0,85 \end{aligned}$$

снижении  $\eta_c$  в 2 раза величина  $\ell_c$  снижается в 2 раза при  $\eta_{c0} = 3,5$  и в 7 раз при  $\eta_{c0} = 2,2$ . Соответственно изменяются скорость истечения газа из сопла и удельная тяга.

Изложенное относится и к наружному контуру ТРДД. Следовательно, кривая удельной тяги двигателя ТРДД  $R_{y0дк} = R/G_{вз}$  по  $T_{3пр}^*$  протекает круче, по сравнению с изменением ее на ТРД.

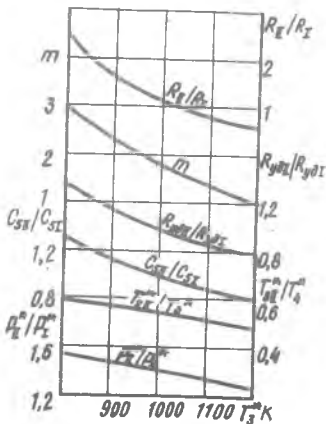
Характерной особенностью обобщенных характеристик двухконтурного двигателя является существенно неодинаковое изменение параметров наружного и внутреннего контуров при изменении режима, что свидетельствует о перераспределении энергии между контурами. Отношение давлений и температур на выходе из контуров выражается через параметр рабочего процесса:

$$\tau = \frac{P_{II}^*}{P_I^*} = \frac{\eta_{к.нд.пр} \eta_{т.т.}}{\eta_{к.т.} \epsilon_{к.с.}} = \frac{\eta_{т.т.}}{\eta_{к.вд} \epsilon_{к.с.}} \quad (4.19)$$

$$\frac{T_{2II}^*}{T_4^*} = \frac{288 + L_{к.нд.пр}}{T_{3,пр}^* (1 - \eta_{т.т.})} \quad (4.20)$$

При снижении  $T_{3пр}^*$  степень повышения давления  $\eta_{к.вд}$  уменьшается, а  $L_{к.нд.пр}$  изменяется пропорционально  $T_{3,пр}^*$ , что, согласно формулам (4.19) и (4.20), приводит к увеличению отношения давлений и температур. В результате увеличивается отношение скоростей истечения из сопел  $C_{5II}/C_{5I}$ , а следовательно, отношение удельных тяг  $R_{y0II}/R_{y0I}$ . Еще более значительно увеличивается отношение тяги наружного контура к тяге внутреннего контура, чему способствует одновременное увеличение степени двухконтурности (рис. 4.12). Из рисунка видно, что при снижении температуры  $T_{3}^*$  от 1200 до 950 К отношение тяг увеличивается более чем в два раза.

При пониженных значениях  $T_{3,пр}^*$  отношение  $C_{5II}/C_{5I}$  становится больше единицы, что свидетельствует о неоптимальном перераспределении энергии между контурами (оптимальное отношение скоростей [17] равно КПД наружного контура и всегда меньше единицы).

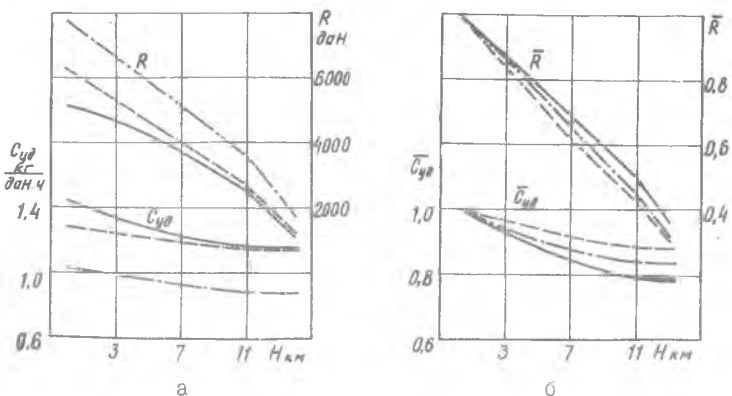


Р и с. 4.12. Сравнение относительного изменения параметров в наружном и внутреннем контурах ТРДД ( $T_{30}^* = 1200\text{К}$ ;  $\eta_{к.т.0} = 12$ ;  $m_0 = 1$ ;  $\eta_{к.нд.0} = 2,4$ ;  $M_{п.0} = 0$ )

Этот фактор обуславливает уменьшение преимущества ТРДД (по сравнению с ТРД) по удельному расходу топлива. Увеличение степени двухконтурности при снижении  $T_{3пр}^*$  является фактором, который приводит к возрастанию этих преимуществ, а при наложении этих факторов - к их увеличению или уменьшению. Последнее характерно для ТРДД с большей степенью двухконтурности. В рассматриваемом случае в исходной расчетной точке при  $T_{30}^* = 1600$  К величина удельного расхода топлива для ТРДД меньше, чем для ТРД, на 36%, а при  $T_{3пр}^* = 1300$  К - на 40%. При указанных температурах тяга ТРДД превышает величину тяги ТРД примерно в 1,6 раза (см. рис. 4.10).

Кривая, характеризующая зависимость тяги от  $T_{3пр}^*$ , для ТРДД протекает несколько круче, чем для двухвального ТРД, что объясняется в основном особенностями функции  $G_T = \psi(T_{3пр}^*)$ .

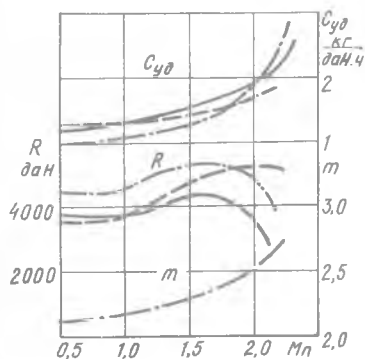
Особенности обобщенных характеристики двухвальных ТРД и ТРДД относятся также к дроссельным характеристикам этих двигателей (см. рис. 4.10) и обуславливают особенности высотно-скоростных характеристик. Например, с увеличением высоты полета при  $T_{30}^* = \text{const}$  преимущества двухвального ТРД по  $R$  и  $C_{yD}$  (по сравнению с одновальным) уменьшаются, а преимущество двухвального ТРДД по тяге (по сравнению с двухвальным ТРД) увеличивается (рис. 4.13), так как возрастает величина  $T_{3пр}^*$ , и рабочая точка на обобщенных характеристиках смещается вправо.



Р и с. 4.13. Сравнение высотных характеристик двигателей при  $T_{30}^* = 1400$  К и  $M_{п0} = 0,85$  ( $T_{30}^* = 1600$  К;  $g_{к20} = 12$ ) в абсолютном (а) и относительном (б) виде:

— одновальный ТРД; --- двухвальный ТРД; — · — двухвальный ТРДД,  $\Pi_0 = 2$

С увеличением скорости полета при  $T_{30}^* = \text{const}$  величина  $T_{30}^*$  уменьшается, рабочая точка на обобщенных характеристиках смещается влево. Величины тяги и удельного расхода топлива двухвального ТРД по числу  $M_{\Pi}$  протекают более благоприятно [по сравнению с их изменением на одновальном ТРД (рис. 4.14)], а двухвального ТРДД — менее благоприятно. Первое объясняется влиянием КПД компрессора, второе — неоптимальным изменением параметров двигателя ( $m$  и  $C_{50}/C_{51}$ ). В гл. 3 [17] показано, что с увеличением числа  $M_{\Pi}$  оптимальная степень двухконтурности уменьшается и объяснены причины, из-за которых снижаются преимущества проектируемого ТРДД ( $m = \text{const}$ ) по сравнению с ТРД. В данном случае с увеличением числа  $M_{\Pi}$  параметры двигателя увеличиваются, что свидетельствует о неоптимальном перераспределении энергии между контурами и приводит к более значительному уменьшению преимуществ ТРДД по сравнению с ТРД.



Р и с. 4.14. Сравнение скоростных характеристик двигателей при  $T_{30}^* = 1600$  К и  $H = 11$  км ( $T_{30}^* = 1600$  К;  $\pi_{к\sigma_0} = 12$ ):  
 — одновальный ТРД; --- двухвальный ТРД; —·— двухвальный ТРДД,  $m_{\Pi} = 2$

#### § 4.4. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НА СОВМЕСТНУЮ РАБОТУ УЗЛОВ И НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХВАЛЬНЫХ ТРД И ТРДД

Особенности работы двухвальных ТРД и ТРДД, рассмотренные в § 4.1, 4.3, в значительной степени зависят от параметров рабочего процесса в исходной расчетной точке ( $\pi_{к\sigma_0}$ ,  $T_{30}^*$ ,  $\pi_{кнд_0}$ ,  $m_0$ ), за которые приняты параметры взлетного режима в САУ на уровне моря при  $M_{\Pi} = 0$ .

Изменение перечисленных величин приводит к изменению удельных параметров двигателя в исходной точке, а также основных закономерностей совместной работы узлов, характера протекания обобщенных зависимос-



тей, а следовательно, и характеристик двигателя в целом.

Чтобы облегчить анализ влияния величин  $\mathcal{P}_{\kappa\Sigma_0}$ ,  $T_{3_0}^*$ ,  $\mathcal{P}_{\kappa\text{HД}_0}$  и  $m_0$  на обобщенные характеристики и закономерности совместной работы узлов, изменение большинства параметров показано в относительном виде (по отношению к их значению в исходной точке). Выявленные закономерности иллюстрируются в заключение на примере взлетных, высотных и скоростных характеристик ТРД и ТРДД, приведенных в размерном виде.

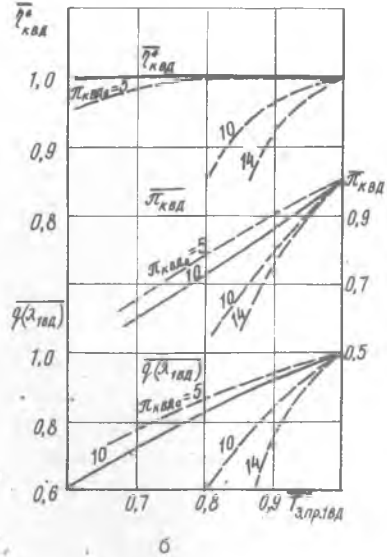
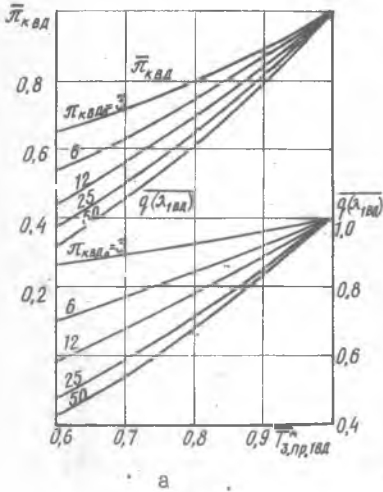
В большинстве случаев анализ проводится с учетом характеристик компрессоров [38] и для случая сверхкритического истечения газа из сопел.

Особенности обобщенных характеристик целесообразно анализировать, начиная с функции, характеризующей зависимость степени повышения давления компрессора от приведенной температуры газа перед турбиной. Эта функция является основополагающей для вывода ряда других закономерностей. Она определяется уравнением баланса мощности (4.4), решение которого, например, применительно к турбокомпрессору ВД двухвальных ТРД и ТРДД, дает пучок кривых для  $\mathcal{P}_{\kappa\text{ВД}_0} = \text{const}$  (рис.4.15). С увеличением  $\mathcal{P}_{\kappa\text{ВД}_0}$  угол наклона кривой увеличивается, так как одинаковому снижению работы компрессора соответствует неодинаковое снижение  $\mathcal{P}_{\kappa}$  при различных  $\mathcal{P}_{\kappa_0}$ , что обусловлено нелинейным характером функции  $\ell_{\kappa} = f(\mathcal{P}_{\kappa})$  (см.рис. 4.11).

Согласно уравнению неразрывности (4.1), зависимостью  $\mathcal{P}_{\kappa\text{ВД}} = f(T_{3_{\text{пр.ВД}}}^*)$  однозначно определяется изменение относительной плотности тока по температуре  $T_{3_{\text{пр.ВД}}}^*$ .

Функции  $\mathcal{P}_{\kappa\text{ВД}} = f(T_{3_{\text{пр.ВД}}}^*)$  и  $q(\lambda_{\text{ВД}}) = f(T_{3_{\text{пр.ВД}}}^*)$ , полученные для компрессоров ВД двухвальных ТРД и ТРДД, справедливы и для компрессора одновального ТРД. Они справедливы также и для оценки изменения величин  $\mathcal{P}_{\kappa\Sigma}$ ,  $\mathcal{P}_{\kappa\text{HД}}$  и  $q(\lambda_1)$ , характеризующих работу компрессоров двухвального ТРД, и в этом смысле являются универсальными. Объясняется это тем, что изменение рассматриваемых параметров компрессоров двигателей перечисленных схем описывается по существу одинаковыми уравнениями баланса мощности и неразрывности потока [для двухвальных ТРД функции  $\mathcal{P}_{\kappa\Sigma}$  и  $q(\lambda_1) = f(T_{3_{\text{пр}}}^*)$  определяются по уравнениям (4.17) и (4.18), а  $\mathcal{P}_{\kappa\text{HД}} = f(T_{3_{\text{пр}}}^*)$  - по уравнению (4.9)].

По зависимости, приведенной на рис. 4.15, определяется положение линии совместной работы на характеристиках компрессоров ВД двухвальных ТРД и ТРДД, а также одновального ТРД (рис.4.16). Эти линии могут быть



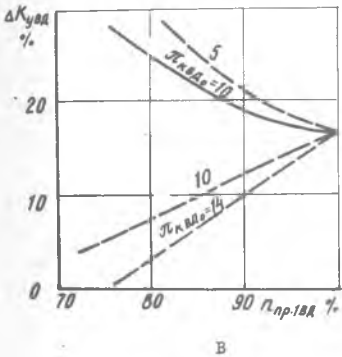
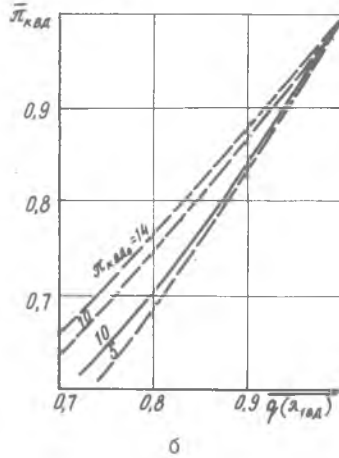
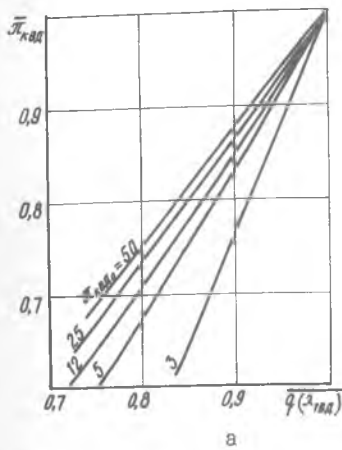
Р и с. 4.15. Зависимость степени повышения давления компрессора и относительной плотности тока перед ним от температуры газа перед турбиной, приведенной к САУ по параметрам на входе в этот компрессор, при  $\pi_{квд0} = \nu \alpha^{\gamma}$ : —  $\pi_{квд0} = \text{const}(a)$ ; ---  $\pi_{квд0} = \nu \alpha^{\gamma}(b)$

построены также по уравнению (4.5). С увеличением  $\pi_{квд0}$  угол наклона линии совместной работы уменьшается, одновременно увеличивается угол наклона границы неустойчивых режимов компрессора. И то, и другое приводит к резкому снижению запасов устойчивой работы  $\Delta K_{yвд}$ .

Следует, однако, иметь в виду, что результаты расчета, приведенные на рис. 4.15 и 4.16, зависят от  $\pi_{квд}^*$ , а следовательно, от индивидуальных свойств компрессора, так как для различных компрессоров КПД вдоль линии совместной работы может изменяться неодинаково.

Как известно из курса "Лопаточные машины", при снижении  $\eta_{пр}$  КПД изменяется тем больше, чем выше  $\pi_{к0}$  и чем дальше отклоняется линия совместной работы от оптимальной зоны. Со снижением  $\pi_{квд}^*$  при уменьшении  $T_{z,пр,1вд}^*$  значительно уменьшается  $\pi_{квд}$  и линия совместной работы на характеристике компрессора протекает положе, а следовательно, более резко снижается  $\Delta K_y$ .

Причем, уменьшение  $\eta_{квд}^*$ , обусловленное увеличением  $\eta_{квд,0}$ , оказывает на рассматриваемые зависимости преобладающее влияние по сравнению с влиянием собственно изменения  $\eta_{квд,0}$ .

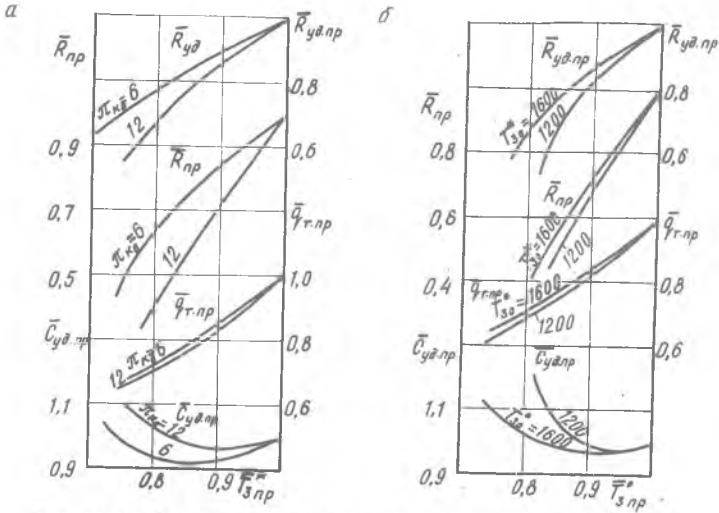


Р и с. 4.16. Влияние  $\eta_{квд,0}$  на наклон линии совместной работы на характеристике компрессора (а,б) и запасы устойчивой работы (в):  
 —  $\eta_{квд,0} = const$ ; ---  $\eta_{квд,0} = var$

Так, понижение приведенной температуры на 15% ( $\bar{T}_{3,пр,квд}^* = 0,85$ ) при  $\eta_{квд,0} = 10$  приводит к уменьшению КПД до 7%, что обуславливает снижение  $\eta_{квд}$  не на 20, как при  $\eta_{квд}^* = const$ , а на 33%. Соответственно  $\bar{q}(\lambda_{квд})$  уменьшается на 26% (вместо 12%). При этом запасы устойчивой работы компрессора, например, для  $\eta_{квд} = 85\%$ , снижаются с 22 до 10%.

Такой характер изменения, как и  $\eta_{квд} = \psi(T_{3,пр}^*)$ , имеет функция  $\eta_{квд} = \psi(T_{3,пр}^*)$  (для случая ТРД), так как при  $\lambda_{5,кр} = 1$  величина  $\eta_{квд}$  сохраняется постоянной. При  $\pi_r = const$  снижение температуры  $T_{4,пр}$ , пропорциональной  $T_{3,пр}^*$ , не зависит от  $\eta_{квд}$ .

Величины  $T_{4np}^*$  и  $\eta_c$  определяют приведенную удельную тягу (рис. 4.17, а). Кривые  $\bar{R}_{уд.пр} = f(T_{3np}^*)$  при  $\eta_{к0} = \text{const}$  обычно расслаиваются меньше, чем исходные зависимости  $\eta_c = f(T_{3np}^*)$ , так как с увеличением  $\eta_{к0}$  увеличивается абсолютное значение  $\eta_{с0}$  и уменьшается коэффициент влияния  $\eta_c$  на  $C_5$  (см.рис. 4.II).



Р и с. 4.17. Влияние параметров цикла  $\eta_{к0}$  и  $T_{30}^*$  на протекание обобщенных характеристик одновального ТРД:  
 а -  $T_{30}^* = 1600$  К; б -  $\eta_{к0} = 12$

Относительный расход топлива  $q_{tr}$  при снижении  $T_{3np}^*$  уменьшается тем значительнее, чем меньше разность  $(T_{30}^* - T_2^*)$ , т.е., чем больше  $\eta_{к0}$  и меньше  $T_{30}^*$  (см.рис.4.17,а,б).

По кривым  $q_{tr} = f(T_{3np}^*)$  и  $R_{уд.пр} = f(T_{3np}^*)$  определяется изменение удельного расхода топлива. На характер протекания кривых  $C_{уд.пр} = f(T_{3np}^*)$ , как и  $R_{уд.пр} = f(T_{3np}^*)$ , преобладающее влияние оказывает изменение КПД компрессора.

Кривые  $q(\lambda_1) = f(T_{3np}^*)$  и  $R_{уд.пр} = f(T_{3np}^*)$  определяют функцию  $R_{пр} = f(T_{3np}^*)$ , которая расслаивается по  $\eta_{к0}$  так же, как кривые  $q(\lambda_1)$ : с увеличением  $\eta_{к0}$  при  $T_{3np}^* = \text{const}$  тяга  $R_{пр}$  уменьшается. Она уменьшается, например, на 30% при  $T_{3np}^* = 0,85$  и увеличении  $\eta_{к0}$  одновального ТРД от 6 до 12.

Необходимо подчеркнуть, что на закономерности изменения величин  $\eta_{к0}$ ;  $q(\lambda_1)$ ,  $\eta_c$  и  $T_{4np}^*$  по  $T_{3np}^*$  не влияет температура газов

$T_{30}^*$  в исходной расчетной точке. Однако на угол наклона кривых  $R_{np} = \psi(T_{3, np}^*)$  и  $C_{удnp} = \psi(T_{3, np}^*)$  эта температура оказывает влияние: с увеличением  $T_{30}^*$  кривая, характеризующая изменение тяги по  $T_{3, np}^*$ , протекает положе, а удельного расхода топлива в области высоких режимов — круче.

Результаты анализа влияния параметров цикла на обобщенные характеристики одинаково справедливы как для одновального, так и для двухвального ТРД, хотя в последнем случае увеличение  $\eta_{к\sum 0}$  оказывает обычно менее значительное влияние на закономерности расслоения параметров двигателя вследствие меньшего изменения КПД компрессора.

Изменение  $\eta_{кнд 0}$  при  $\eta_{к\sum 0} = \text{const}$  практически не оказывает влияния на обобщенные характеристики (если при этом не изменяется суммарный КПД компрессора), а следовательно, и на высотно-скоростные характеристики двухвального ТРД, регулируемого по закону  $T_3 = \text{const}$ , но угол наклона линий совместной работы на характеристиках компрессоров НД и ВД при этом изменяется.

Линию совместной работы ориентировочно можно нанести на характеристику компрессора НД (как и на характеристику компрессора ВД) на основании универсальных зависимостей (см. рис. 4.15). Только изменение  $\eta_{кнд} = \psi(T_{3, np}^*)$  следует определять по величине  $\eta_{кнд 0} = \text{const}$ , а изменение  $q(\lambda) = \psi(T_{3, np}^*)$  — по величине  $\eta_{к\sum 0} = \eta_{кнд 0} \eta_{квд 0}$ . Более строго эта линия может быть построена, как указано в § 1.

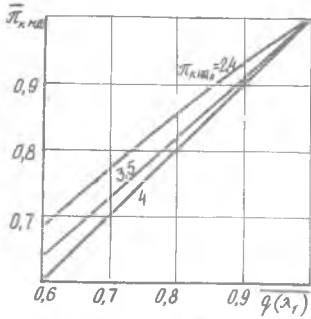
С уменьшением  $\eta_{кнд 0}$  при  $\eta_{к\sum 0} = \text{const}$  угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД уменьшается (рис. 4.18), так как увеличивается  $\eta_{квд 0}$ , следовательно, более интенсивно увеличивается сопротивление за этим компрессором [снижается величина  $q(\lambda_{вд})$ ] при снижении температуры  $T_{3, np}^*$ . Однако при этом запасы устойчивой работы  $\Delta K_{унд}$  не уменьшаются, а, как правило, увеличиваются, что объясняется более пологим протеканием границы помпажа компрессора с невысоким  $\eta_{кнд 0}$ .

По этой причине с увеличением  $\eta_{к\sum 0}$  при  $\eta_{кнд 0} = \text{const}$  угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД уменьшается, что ведет к значительному уменьшению запасов устойчивой работы этого компрессора.

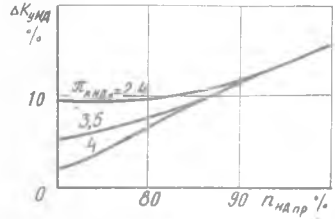
Перейдем к анализу особенностей влияния параметров рабочего процесса на закономерности совместной работы узлов и на обобщенные характеристики ТРДД.

Заметим, что угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД двухвального ТРДД (а следовательно, и изменение

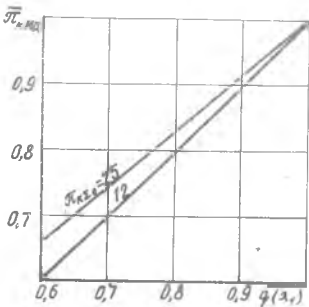
запасов устойчивой работы при изменении частоты вращения роторов) зависит не только от величин  $\mathcal{K}_{кнд_0}$  и  $\mathcal{K}_{квд_0}$  (как на двухвальном ТРД), но и от степени двухконтурности в исходной расчетной точке  $m_0$ .



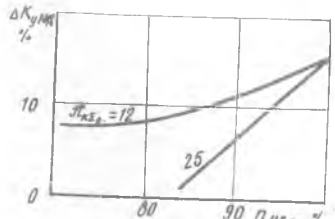
а



а'



б



б'

Р и с.4.18. Влияние  $\mathcal{K}_{кнд_0}$  и  $\mathcal{K}_{квд_0}$  на наклон линии совместной работы на характеристике компрессора низкого давления ТРД и запасы устойчивой работы  $\Delta K_{уид}$ : а -  $\mathcal{K}_{квд_0} = 12$ ; б -  $\mathcal{K}_{кнд_0} = 4$

Обобщенные характеристики этого двигателя зависят, кроме того, от температуры  $T_{30}^*$ , а закономерности совместной работы узлов, как и не ТРД, от нее не зависят (при постоянных значениях  $\mathcal{K}_{квд_0}$ ,  $\mathcal{K}_{кнд_0}$  и  $m_0$ ), что следует из анализа уравнений (4.5), (4.II), (4.I2) и (4.I4).

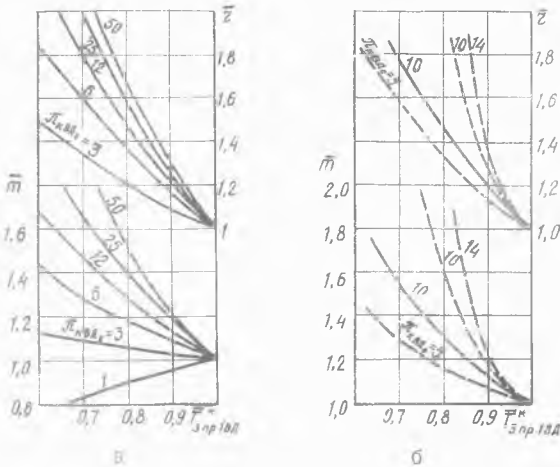
Однако величину  $\mathcal{K}_{кнд_0}$  обычно выбирают в исходной точке из условия невыгоднейшего распределения энергии между контурами и не

рассматривают как независимую переменную. В этом случае влияние любого из параметров  $\pi_{к\sigma_0}$ ,  $T_{30}^*$ ,  $m_0$  на обобщенные характеристики приходится рассматривать одновременно с изменением  $\pi_{кнд_0}$ . Причем, поскольку оптимальное значение  $\pi_{кнд_0}$  зависит от  $T_{30}^*$ , закономерности совместной работы узлов также зависят от температуры.

Главной особенностью ТРДД, оказывающей влияние и на запасы устойчивости компрессора НД, и на обобщенные характеристики, является, как показано в §4.1, 4.3, изменение отношений  $m$ ,  $\pi$  по приведенной температуре газа перед турбиной.

Рассмотрим влияние суммарной степени повышения давления  $\pi_{к\sigma_0}$  температуры  $T_{30}^*$  и степени двухконтурности  $m_0$  на эти закономерности, а через них - на особенности совместной работы узлов и на обобщенные характеристики.

Отношения  $\pi$  и  $m$ , если их рассматривать в зависимости от температуры  $T_{3пр.1вд}^*$ , определяются функциями  $\pi_{квд} = \varphi(T_{3пр.1вд}^*)$  и  $q(\lambda_{1вд}) = \varphi(T_{3пр.1вд}^*)$  (см. рис.4.15). Первая из этих функций определяет изменение отношения давлений в контурах (4.11), вторая, согласно формуле (4.11), - изменение степени двухконтурности (рис.4.19).



Р и с. 4.19. Закономерности изменения степени двухконтурности и отношения давлений в контурах в зависимости от температуры  $T_{3пр.1вд}^*$  при  $\pi_{кнд_0} = \text{const}$ :  
 —  $\lambda_k = \text{const}$  (а); - -  $\lambda_k = \text{var}$  (б)

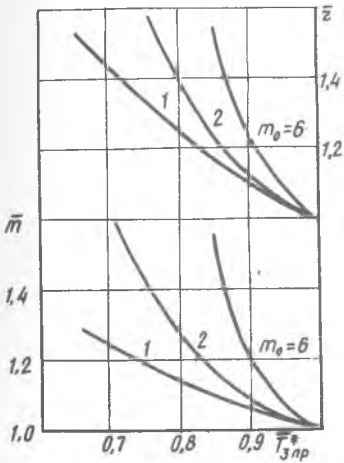
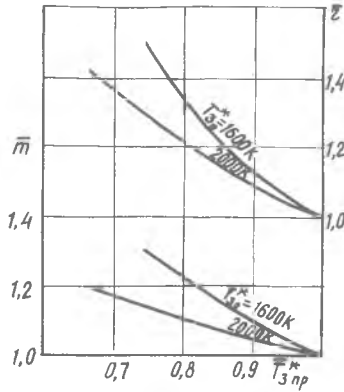
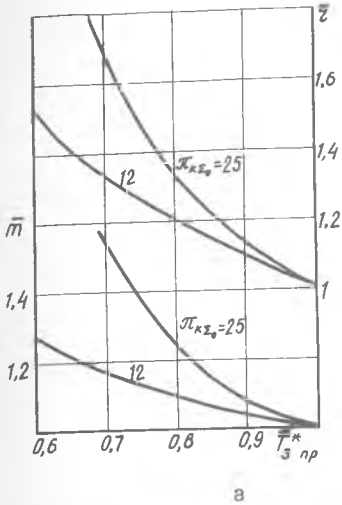
Из рис. 4.19 видно, что изменение отношений  $\zeta$  и  $m$  в зависимости от температуры  $T_{3,пр}^*$  определяется величиной  $\mathcal{F}_{квд_0}$ , влияние которой весьма значительно. Например, при  $T_{3,пр}^* = 0,8$  изменению  $\mathcal{F}_{квд_0}$  от 5 до 10 соответствует изменение относительной степени двухконтурности  $\bar{m}$  от 1,15 до 1,6. При  $\mathcal{F}_{квд_0} = 1$  (ТРДД с одинаковыми степенями повышения давления в наружном и внутреннем контурах) степень двухконтурности при снижении приведенной температуры даже уменьшается, что объясняется неодинаковым изменением расходов воздуха: расход через внутренний контур снижается менее значительно, чем через наружный, вследствие уменьшения теплового сопротивления камеры сгорания.

Основное влияние на характер изменения  $m$  и  $\zeta$  величина  $\mathcal{F}_{квд_0}$  оказывает и в том случае, если изменение их рассматривать в зависимости от  $T_{3,пр}^*$  (рис. 4.20). При этом величины  $m$  и  $\zeta$  зависят также от  $T_{3_0}^*$  и  $m_0$ , так как при  $\mathcal{F}_{к\kappa_0} = \text{const}$  изменение  $T_{3_0}^*$  или  $m_0$  при оптимальном  $\mathcal{F}_{кнд_0}$  сопровождается изменением  $\mathcal{F}_{квд_0}$ . С увеличением  $m_0$  (или со снижением  $T_{3_0}^*$ ) при  $\mathcal{F}_{к\kappa_0} = \text{const}$  величина  $\mathcal{F}_{кнд_0}$  уменьшается при условии оптимального распределения энергии между контурами, соответственно увеличивается  $\mathcal{F}_{квд_0}$ . С увеличением  $\mathcal{F}_{к\kappa_0}$  степень повышения давления  $\mathcal{F}_{квд_0}$  растет при одновременном увеличении  $\mathcal{F}_{кнд_0}$ ; увеличение  $\mathcal{F}_{квд_0}$  во всех случаях ведет к увеличению крутизны протекания кривых  $\zeta$  и  $m = f(T_{3,пр}^*)$ .

Благодаря особенностям изменения  $m$  по  $T_{3,пр}^*$  с увеличением  $\mathcal{F}_{к\kappa_0}$  угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД уменьшается не столь значительно, как на аналогичной характеристике ТРД (сравни рис. 4.21,а и 4.18,б). Соответственно меньше снижаются запасы устойчивой работы этого компрессора при низких  $n_{пр}$ . С увеличением  $m_0$  (или со снижением  $T_{3_0}^*$ ) угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД уменьшается, а запасы устойчивости  $\Delta K_{цнд}$  увеличиваются вследствие увеличения  $\mathcal{F}_{квд_0}$  и уменьшения  $\mathcal{F}_{кнд_0}$ .

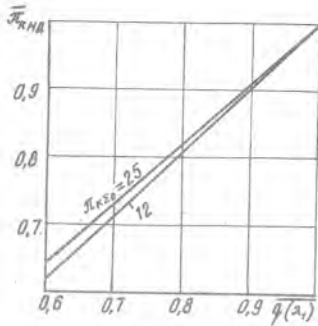
Заметим, что рассмотренное здесь влияние степени двухконтурности на угол наклона линии совместной работы противоположно влиянию  $m_0$  при  $\mathcal{F}_{кнд_0} = \text{const}$  (см. §4.1, рис. 4.8). Чтобы объяснить зависимость угла наклона от условия, при котором энергия распределяется между контурами с изменением  $m_0$ , проанализируем зависимость сопротивления за компрессором НД от  $T_{3,пр}^*$  при  $m_0 = \nu \alpha \zeta$  и  $\mathcal{F}_{кнд_0} = \nu \alpha \zeta$ . Величину, характеризующую сопротивление (см. §4.1), представим как отношение  $m/(m+1)$ , учитывая, что  $1/q(\lambda_{вд})$  пропорциональна  $m$



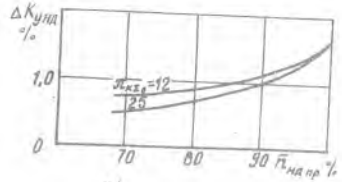


Р и с. 4.20. Влияние параметров  $\eta_{к\epsilon_0}$ ,  $T_{30}^*$  и  $m_0$  при  $\eta_{кнд_0} = \eta_{кнд_0\text{орт}}$  на закономерности изменения величин  $\bar{m}$ ,  $\bar{z}$  в зависимости от температуры  $T_{3,пр}^*$  :  
 а-  $T_{30}^* = 1600K$ ,  $m_0 = 2$ ; б-  $\eta_{к\epsilon_0} = 25$ ,  $m_0 = 2$ ; в-  $\eta_{к\epsilon_0} = 25$ ,  $T_{30}^* = 1600K$

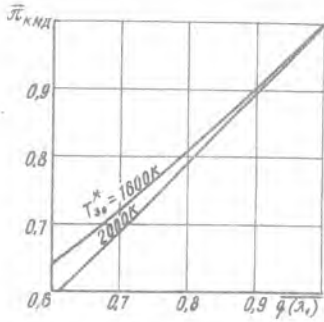
С увеличением  $m_0$  при  $\eta_{кнд_0} = \text{const}$  и  $\eta_{к\epsilon_0} = \text{const}$  значительно увеличивается интенсивность изменения величины  $(m+1)$  по  $T_{3,пр}^*$ , а кривые  $\bar{m}/(m+1) = \psi(T_{3,пр}^*)$  протекают положе (рис. 4.22, а). Вследствие этого угол наклона линии совместной работы увеличивается, изменяясь в



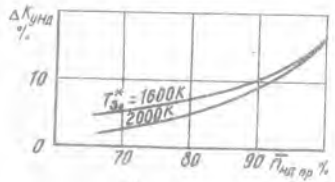
а



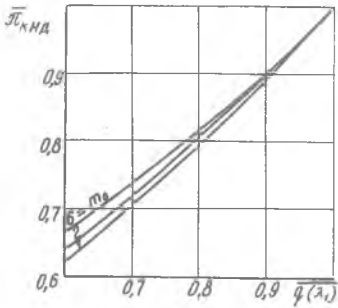
а'



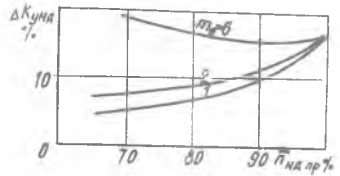
б



б'



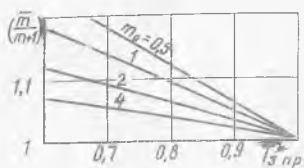
в



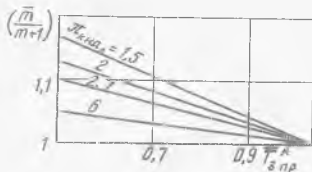
в'

Р и с.4.21. Влияние  $\eta_{к\lambda 0}$ ,  $T_{30}^*$  и  $m_0$  на наклон линии совместной работы на характеристике компрессора НД и запасы устойчивой работы  $\Delta \eta_{кнд}$  для ТРДД с передним расположением компрессора наружного контура: а -  $T_{30}^* = 1600K$ ,  $m_0 = 2$ ; б -  $\eta_{к\lambda 0} = 2.5$ ,  $m_0 = 2$ ; в -  $\eta_{к\lambda 0} = 2.5$ ,  $T_{30}^* = 1600K$

интервале от угла наклона линии на характеристике компрессора НД ТРД при  $m_0 = 0$  до угла наклона линии постоянного сопротивления  $\lambda_2 = \text{const}$  при  $m_0 = \infty$  (рис. 4.23, а).



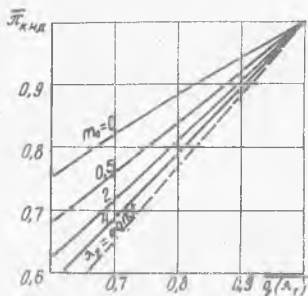
а



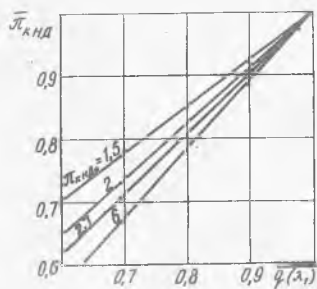
б

Р и с. 4.22. Влияние  $m_0$  и  $\lambda_{кнд0}$  на функцию  $\overline{m}/(m+1) = \psi(T_{30}^*)$  при  $\lambda_{к\sigma 0} = 25$  и  $\eta_k^* = \text{const}$ : а -  $\lambda_{кнд0} = 2,7$ ; б -  $m_0 = 2$

С уменьшением  $\lambda_{кнд0}$  при  $m_0 = \text{const}$  и  $\lambda_{к\sigma 0} = \text{const}$  кривые, характеризующие сопротивление, протекают круче (рис. 4.22, б), а угол наклона линии совместной работы уменьшается (рис. 4.23, б).



а



б

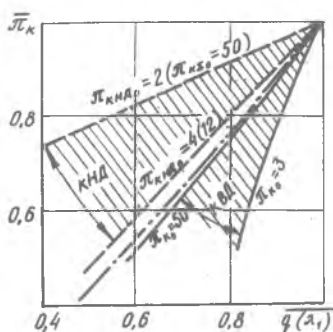
Р и с. 4.23. Влияние  $m_0$  и  $\lambda_{кнд0}$  на угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД при  $\lambda_{к\sigma 0} = 25$  и  $\eta_k^* = \text{const}$ : а -  $\lambda_{кнд0} = 2,7$ ; б -  $m_0 = 2$

С увеличением  $m_0$  при  $\lambda_{кнд0 \text{opt}}$ ,  $\lambda_{к\sigma 0} = \text{const}$  и  $T_{30}^* = \text{const}$  сопротивление по  $T_{30}^*$  изменяется незначительно, так как противоположное влияние двух факторов частично компенсируется, а запасы

$\Delta K_{\text{чнд}}$ , как уже отмечалось, повышаются благодаря более пологому протеканию границы неустойчивой работы компрессора с уменьшением  $\pi_{\text{кнд}_0}$ . Поэтому на ТРДД с высокими  $m_0$  не возникает проблемы обеспечения запасов устойчивой работы компрессора НД при низких  $\pi_{\text{пр}}$ .

С изменением  $\pi_{\text{кз}_0}$ ,  $T_{3_0}^*$ ,  $m_0$  и соответственно  $\pi_{\text{квд}_0}$ , запасы устойчивой работы компрессора ВД  $\Delta K_{\text{чвд}}$  изменяются в соответствии с закономерностями, показанными на рис. 4.16.

Итак, поле характеристик возможного расположения линий совместной работы на характеристиках компрессоров можно разделить на две зоны: нижнюю, которая характерна для компрессоров ВД двухвальных ТРД, ТРДД и одновального ТРД, и верхнюю, характерную для компрессоров НД двухвальных ТРД и ТРДД (рис. 4.24). Эти две зоны разделяются линией постоянного сопротивления  $\lambda_2 = \text{const}$ .

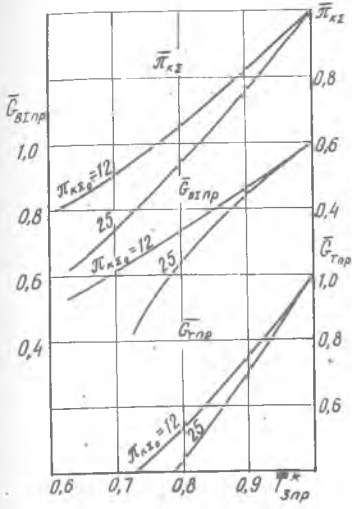


Р и с. 4.24. Наклон линии совместной работы в поле характеристик компрессоров:

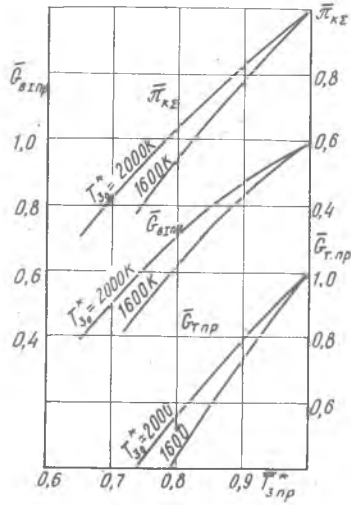
— одновальный ТРД и компрессор ВД двухвальных ТРД и ТРДД; --- компрессор НД двухвальных ТРД и ТРДД; - · - · - · компрессор НД ТРДД с задним расположением турбокомпрессора наружного контура ( $\lambda_2 = \text{const}$ )

Характер влияния параметров цикла ( $\pi_{\text{кз}_0}$  и  $T_{3_0}^*$ ) на обобщенные характеристики ТРДД подобен их влиянию на характеристики ТРД (сравни рис. 4.25 и 4.26 с рис. 4.17). Влияние степени двухконтурности на обобщенные характеристики показано на рис. 4.25, в и 4.26, в. С увеличением  $m_0$  особенности ТРДД, рассмотренные в §4.3, проявляются все более значительно: увеличивается угол наклона кривых  $G_{\text{т.пр}}$ ,  $R_{\text{уд.пр}}$  и  $R_{\text{пр}}$ , минимум удельного расхода топлива смещается в область высоких режимов.

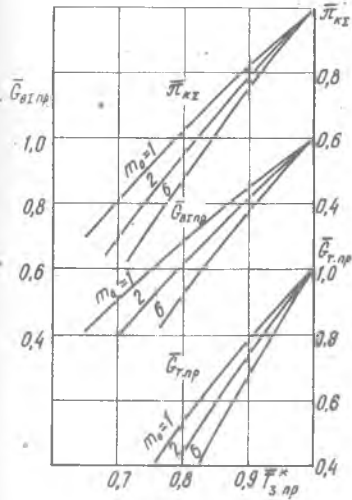
Кривая суммарного расхода воздуха по  $T_{3_{\text{пр}}}^*$  с увеличением  $m_0$  в данном случае протекает круче, так как на особенности протекания кривой  $G_{\text{вз.пр}} = f(T_{3_{\text{пр}}}^*)$ , а следовательно, и на особенности обобщенных характеристик в целом, значительное влияние оказывает КПД компрессора ВД, который уменьшается при снижении  $T_{3_{\text{пр}}}^*$  тем значительнее, чем больше  $\pi_{\text{квд}_0}$  (см. рис. 4.15, б). При постоянном КПД компрессора



а



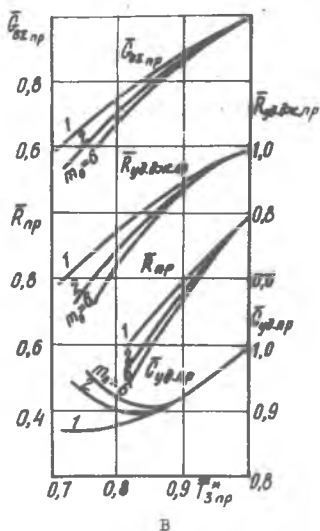
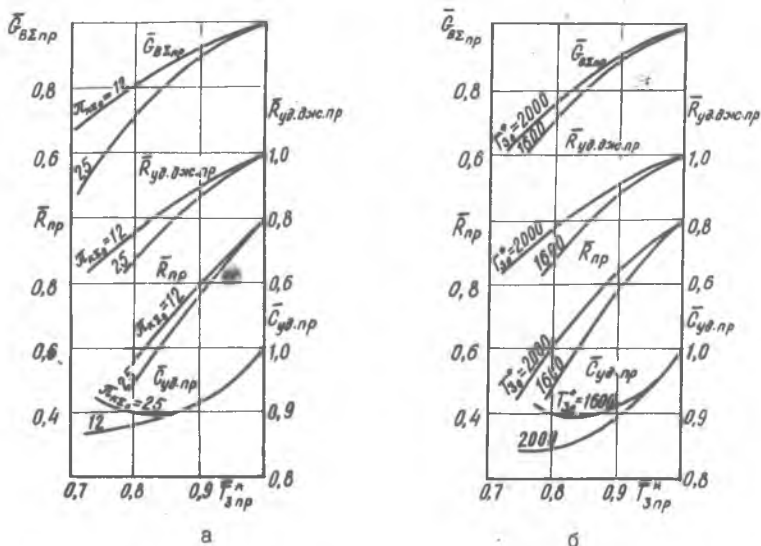
б



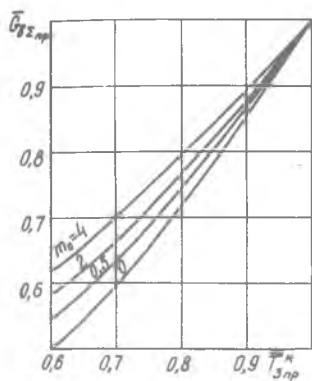
в

Р и с. 4.25. Влияние параметров  $\pi_{\text{кз}0}$ ,  $T_{\text{з0}}^*$  и  $m_0$  при  $\pi_{\text{кнд}0} = \pi_{\text{кнд}0\text{от}}$  на закономерности изменения величин  $\bar{\pi}_{\text{кз}}$ ,  $\bar{G}_{\text{вспр}}$  и  $\bar{G}_{\text{тр.пр}}$  в зависимости от температуры  $T_{\text{зпр}}^*$  ( $T_{\text{н}} = 288\text{K}$ ,  $P_{\text{н}} = 101325\text{Па}$ ,  $M_{\text{н}} = 0$ ): а -  $T_{\text{з0}}^* = 1600\text{K}$ ,  $m_0 = 2$ ; б -  $\pi_{\text{кз}0} = 25$ ,  $m_0 = 2$ ; в -  $T_{\text{з0}}^* = 1600\text{K}$ ,  $\pi_{\text{кз}0} = 25$ .

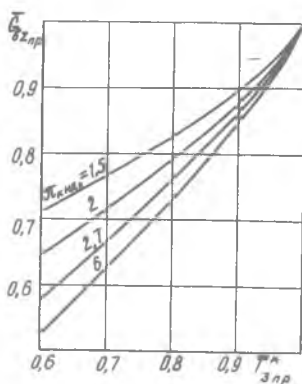
кривая  $\bar{G}_{взпр} = f(\bar{T}_{зпр}^*)$  протекает тем выше, чем выше  $m_0$  и меньше  $\bar{\pi}_{кнд0}$  (рис. 4.27). Особенности влияния  $\bar{\pi}_{кн}$  на обобщенные характеристики и совместную работу узлов изложены в §4.7, где рассматриваются многовальные ТРДД, позволяющие обеспечить примерно постоянное  $\bar{\pi}_{кнд}$  в широком диапазоне режимов.



Р и с. 4.26. Влияние параметров цикла ( $\bar{\pi}_{кнд0}$  и  $T_{з0}^*$ ) и двигателя ( $m_0$ ) при  $\bar{\pi}_{кнд0} = \bar{\pi}_{кнд0opt}$  на обобщенные характеристики ТРДД  
 (  $T_H^* = 288\text{K}$ ,  $P_H^* = 101325\text{Па}$ ,  $M_H = 0$ ): а -  $T_{з0}^* = 1600\text{K}$ ;  $m_0 = 2$ ;  
 б -  $\bar{\pi}_{кнд0} = 25$ ;  $m_0 = 2$ ;  
 в -  $\bar{\pi}_{кнд0} = 25$ ;  $T_{з0}^* = 1600\text{K}$



а

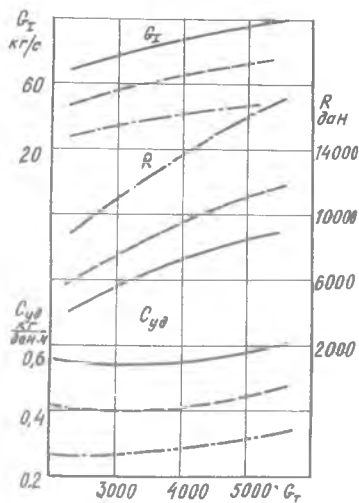


б

Р и с. 4.27. Закономерность изменения суммарного расхода воздуха через ТРДД в зависимости от  $T_{3\text{TR}}^*$ ,  $m_0$  и  $\mathcal{G}_{\text{кнД}_0}$  при  $\mathcal{G}_{\text{к}\Sigma_0} = 25$  и  $\eta_{\text{к}}^* = \text{const}$ : а -  $\mathcal{G}_{\text{кнД}_0} = 2,7$ ; б -  $m_0 = 2$

Р и с. 4.28. Сравнение трех ТРДД с различным уровнем параметров рабочего процесса при оптимальном  $\mathcal{G}_{\text{кнД}_0}$  и одинаковом расходе топлива через основной контур ( $H=0$ ,  $m_n=0$ , САУ):

- $T_{30}^* = 1200\text{K}$ ,  $\mathcal{G}_{\text{к}\Sigma_0} = 12$ ,  $m_0 = 1$ ;
- - -  $T_{30}^* = 1500\text{K}$ ,  $\mathcal{G}_{\text{к}\Sigma_0} = 25$ ,  $m_0 = 3$ ;
- · ·  $T_{30}^* = 2000\text{K}$ ,  $\mathcal{G}_{\text{к}\Sigma_0} = 50$ ,  $m_0 = 10$ ;



На рис. 4.28 сравниваются обобщенные характеристики ТРДД с низким ( $T_{30}^* = 1200\text{K}$ ,  $\mathcal{L}_{\kappa_{\Sigma 0}} = 12$  и  $M_0 = 1$ ), средним (1500K, 25 и 3) и высоким (2000K, 50 и 10) уровнем параметров рабочего процесса при одинаковом расходе топлива в исходной расчетной точке. С повышением  $T_{30}^*$  относительный расход топлива  $Q_{T0}$  увеличивается, что ведет к уменьшению расхода воздуха через основной контур при условии  $\Gamma_{T0} = \text{const}$ . Одновременное повышение  $T_{30}^*$ ,  $\mathcal{L}_{\kappa_{\Sigma 0}}$  и  $M_0$  приводит к значительному снижению удельного расхода топлива и к соответствующему увеличению тяги.

Таким образом, увеличение параметров цикла на ТРДД весьма эффективно для обеспечения наиболее выгодных характеристик и легче реализуется, чем на ТРД, при обеспечении требуемых запасов устойчивости компрессора.

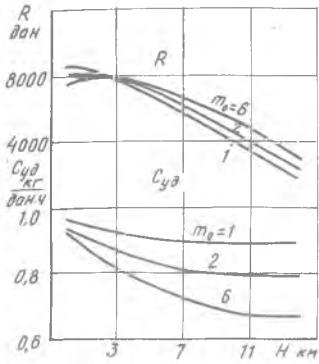
Следует заметить, что увеличение  $\mathcal{L}_{\kappa_{ВД 0}}$  приводит к более интенсивному изменению величин  $\eta$ ,  $T_{2П}^* / T_4^*$  по  $T_{3.ПР}^*$ , а следовательно, и к значительному перераспределению энергии между контурами. Поэтому на двигателе с высоким значением  $\mathcal{L}_{\kappa_{ВД 0}}$  значительное отклонение от  $T_{3.ПР}^*$ , при которой обеспечивается оптимальное распределение энергии между контурами, ведет к снижению эффективности ТРДД. Для ТРДД с высокими параметрами цикла необходимо более строго выбирать эту температуру, чем для ТРДД с низкими параметрами цикла. При этом следует учитывать наработку двигателя как на режиме длительного полета, так и на других режимах.

Рассмотренные закономерности влияния параметров рабочего процесса на обобщенные характеристики двухвалных ТРД и ТРДД при заданном законе регулирования обуславливают и закономерности влияния этих параметров на высотно-скоростные характеристики двигателей. Например, на рис. 4.29 показано влияние параметров цикла на скоростные характеристики ТРД. С увеличением  $M_{П}$  при  $T_3^* = \text{const}$  приведенная температура  $T_{3.ПР}^*$  уменьшается, что ведет к смещению положения рабочих точек на характеристиках компрессоров и на обобщенных характеристиках влево. При этом, в соответствии с обобщенными характеристиками, увеличение  $\mathcal{L}_{\kappa_0}$  приводит к уменьшению тяги и к увеличению удельного расхода топлива при высоких  $M_{П}$ . Экономичность двигателя при низких  $M_{П}$  улучшается, а тяга увеличивается.

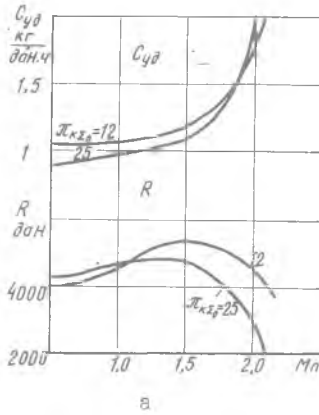
При повышении температуры  $T_{30}^*$  значительно увеличивается тяга, особенно на больших скоростях полета. Удельный расход топлива на малых скоростях увеличивается, а на больших уменьшается.

Аналогично влияют параметры цикла и на высотно-скоростные характеристики ТРДД (рис. 4.30 и 4.31). Увеличение  $M_0$  улучшает высотные и ухудшает скоростные характеристики ТРДД, регулируемого по закону  $T_3^* = \text{const}$ .

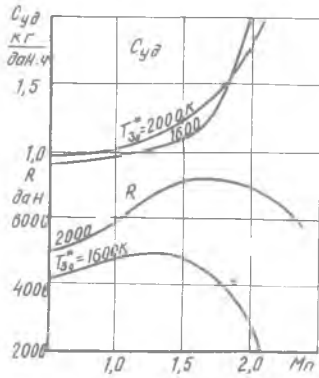




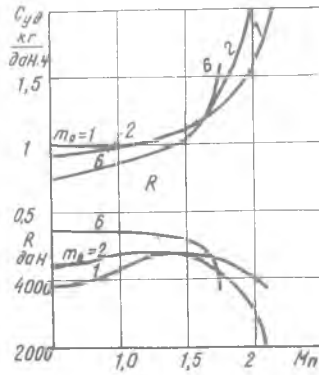
Р и с. 4.30. Влияние  $m_0$  при оптимальном  $\mathcal{E}_{кнд,0}$  на высотные характеристики ГРДД, регулируемого по закону  $T_3^* = \text{const}$  ( $M_0 = 0,85$ ;  $G_{10} = 100 \text{ кг/с}$ ;  $\mathcal{E}_{к\kappa\sigma_0} = 25$ ,  $T_{30}^* = 1600 \text{ К}$ ,  $T_{30}^* = 1500 \text{ К}$ )



а

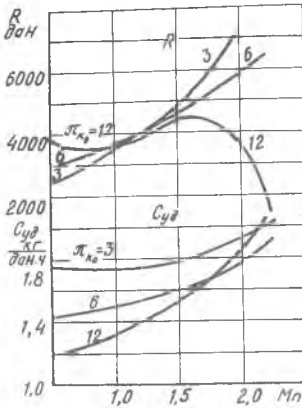


б

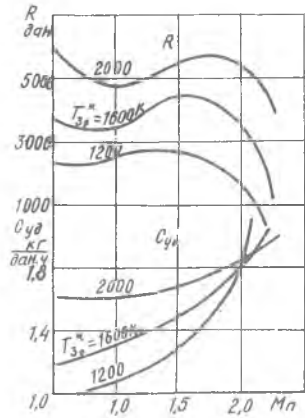


в

Р и с. 4.31. Влияние параметров  $\mathcal{E}_{к\kappa\sigma_0}$ ,  $T_{30}^*$  и  $m_0$  при оптимальном  $\mathcal{E}_{кнд,0}$  на скоростные характеристики ГРДД, регулируемого по закону  $T_3^* = T_{30}^* = \text{const}$  ( $G_{10} = 100 \text{ кг/с}$ ,  $H = 11 \text{ км}$ ): а -  $m_0 = 2$ ,  $T_{30}^* = 1600 \text{ К}$ ; б -  $m_0 = 2$ ,  $\mathcal{E}_{к\kappa\sigma_0} = 25$ ; в -  $\mathcal{E}_{к\kappa\sigma_0} = 25$ ,  $T_{30}^* = 1600 \text{ К}$



а



б

Р и с. 4.29. Влияние параметров  $\pi_{k0}$  и  $T_{30}^*$  на скоростные характеристики ТРД, регулируемого по закону  $\pi_{k0} = \pi_{k0}^* = \text{const}$  ( $H = 11 \text{ км}$ ;  $G_{00} = 100 \text{ кг/с}$ ): а -  $T_{30}^* = 1600 \text{ К}$ ; б -  $\pi_{k0} = 12$

#### § 4.5. ВЛИЯНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВУХВАЛЬНЫХ ТРДД И ТРД НА ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Как отмечалось в §4.1, двухвальные с неизменными сечениями ТРД и ТРДД имеют один регулирующий фактор. Режим их работы однозначно определяется одним параметром, например, температурой газа перед турбиной. Следовательно, влияние закона регулирования на характеристики двигателя сводится, по существу, к изменению температуры  $T_3^*$  в зависимости от внешних условий и соответственно к изменению тяги и удельного расхода топлива.

В разделе 3.1.4 работы [18] показано, что для одновального ТРД широкое распространение получил закон регулирования  $n = \text{const}$ , обеспечивающий высокую точность поддержания частоты вращения ротора, а во многих частных случаях - сохранение примерно постоянной температуры  $T_3^*$ .

Проанализируем закономерности изменения температуры газа перед турбиной  $T_3^* = f(T_H^*)$  при регулировании двухвальных ТРД и ТРДД по законам:

$$n_{вд} = \text{const}; \quad (4.21)$$

$$n_{нд} = \text{const}. \quad (4.22)$$

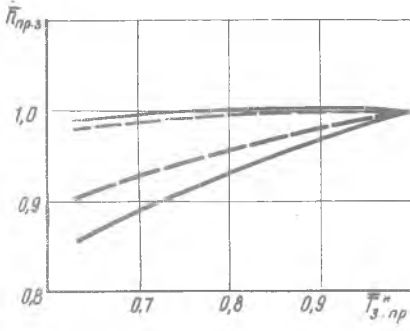
Соотношение между частотой вращения ротора и температурой газа перед турбиной удобно характеризовать величиной  $n_{прз}$  - частотой вращения, приведенной к САУ по параметрам в сечении 3-3 на входе в турбину, - которая однозначно определяется положением рабочей точки на характеристике компрессора, изменение ее определяется протеканием приведенной частоты по приведенной температуре:

$$n_{вд.прз} = n_{вд} \sqrt{\frac{288}{T_{3,пр}^*}} = n_{вд.пр} \sqrt{\frac{288}{T_{3,пр}^*}} \quad (4.23)$$

$$n_{нд.прз} = n_{нд} \sqrt{\frac{288}{T_{3,пр}^*}} = n_{нд.пр} \sqrt{\frac{288}{T_{3,пр}^*}} \quad (4.24)$$

При снижении  $T_{3,пр}^*$  величина  $n_{нд.пр}$  снижается более значительно, чем  $n_{вд.пр}$  (см. рис. 4.5, б) вследствие изменения скольжения роторов. Соответственно изменится и частота вращения ротора низкого давления  $n_{нд.прз}$  (рис. 4.32).

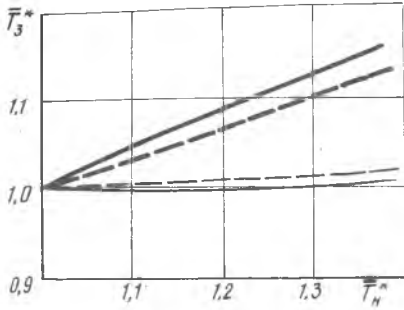
По рис. 4.32 легко проследить изменение частоты вращения роторов ВД и НД в зависимости от температуры  $T_{3,пр}^*$  при  $T_{н}^* = \text{const}$ .



Р и с. 4.32. Зависимость частот вращения роторов ВД и НД, приведенных к САУ по параметрам на входе в турбину, от температуры  $T_{3,пр}^*$  для двухвальных ТРД и ТРДД ( $m_0 = 2$ ) при  $\mathcal{A}_{кндо} = 12$ ,  $\mathcal{A}_{кнд0} = 2,4$ :

— ТРД }  $n_{вд.прз} = n_{вд.прз0} / n_{вд.прз0}$   
 --- ТРДД }  
 — ТРД }  $n_{нд.прз} = n_{нд.прз} / n_{нд.прз0}$   
 --- ТРДД }

В этом случае физическая частота вращения изменяется так же, как и величина  $n_{прз}$  - по приведенной температуре  $T_{3,пр}^*$ . На основании рис. 4.32 можно получить также зависимость температуры  $T_{3,пр}^*$  от  $T_{н}^*$  для законов регулирования (4.21) и (4.22), рис. 4.33. При регулировании двухвальных ТРД и ТРДД по закону  $n_{вд} = \text{const}$  температура  $T_{3,пр}^*$  изменяется аналогично изменению ее на одновальных ТРД.



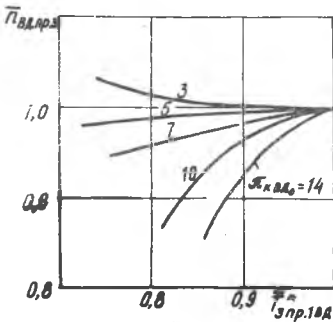
Р и с. 4.33. Зависимость температуры  $T_3^* = T_3^*/T_{30}^*$  от  $T_n^* = T_n^*/288$  при различных законах регулирования двухвальных ТРД и ТРДД ( $m_0 = 2$ ) для  $\lambda_{кв0} = 12$  и  $\lambda_{кв0} = 2,4$ :

- ТРД }  $n_{ВД} = \text{const}$
- - - ТРДД }  $n_{ВД} = \text{const}$
- ТРД }  $n_{НД} = \text{const}$
- - - ТРДД }  $n_{НД} = \text{const}$

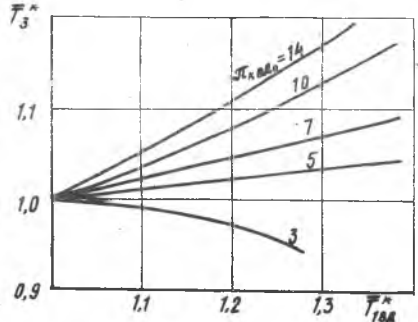
При регулировании этих двигателей по закону  $n_{НД} = \text{const}$  температура  $T_3^*$  с увеличением  $T_n^*$  всегда увеличивается, что объясняется влиянием скольжения роторов.

Функции  $n_{пр.з} = \varphi(T_{з.пр}^*)$ , а значит и  $T_{з.пр}^* = \varphi(T_n^*)$ , зависят от параметров рабочего процесса в исходной расчетной точке.

Закономерности совместной работы узлов (следовательно, и указанные функции для одновального ТРД) зависят только от  $\lambda_{к0}$ . Они справедливы и для турбокомпрессоров ВД двухвальных ТРД и ТРДД (рис. 4.34). Если от  $T_{ВД}^*$  перейти к  $T_n^*$ , а от  $T_{з.пр.ВД}^*$  к  $T_{з.пр}^*$ , как указано в § 4.2, т.е. учесть параметры компрессора НД, то получим, что рассматриваемые функции зависят не только от  $\lambda_{кВД0}$ , но и от других параметров рабочего процесса.



а



б

Р и с. 4.34. Обобщенные зависимости для турбокомпрессоров ВД двухвальных ТРДД (ТРД) и одновального ТРД ( $\lambda_{з.кр} = 1$ ): а -  $n_{ВД.пр.з} = \varphi(T_{з.пр.ВД}^* = T_{з.пр.ВД}^*/T_{з.пр.ВД0}^*)$ ; б -  $T_3^* = \varphi(T_n^* = T_n^*/288)$  при  $n_{ВД} = \text{const}$

Влияние параметров рабочего процесса на закономерности изменения функций  $\bar{\pi}_{пр.з} = f(\bar{T}_3^* пр.)$  и на соответствующие зависимости  $T_3^* = f(T_H^*)$  для законов регулирования (4.21) и (4.22) показано на рис. 4.35-4.38.

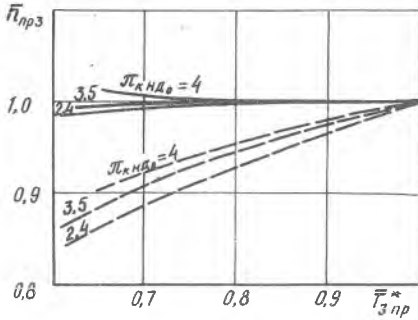
На основании рис. 4.34-4.38 можно заключить, что при регулировании двухвального ТРДД (ТРД) по закону  $n_{вд} = const$  температура газа перед турбиной при изменении  $T_H^*$  в нешироких пределах сохраняется примерно постоянной (как и для одновального ТРД), если  $\pi_{квд0} = 5-6$ . Если  $\pi_{квд0} > 6-8$ , то температура повышается и тем значительно, чем выше  $\pi_{квд0}$ .

Если  $\pi_{квд0} < 5-6$ , то  $T_3^*$  снижается с увеличением  $T_H^*$ . Поэтому на ТРДД с оптимальным  $\pi_{кнд0}$  повышение  $\pi_{кз0}$ ,  $m_0$  или снижение  $T_3^*$ , сопровождавшиеся увеличением  $\pi_{квд0}$ , приводят к повышению температуры  $T_3^*$  при  $T_H^*$ , превышающих 288 К (см. рис. 4.38). Аналогично влияет снижение  $\pi_{кнд0}$  (в случае ТРД) при  $\pi_{кз0} = const$  (рис. 4.36) или увеличение  $\pi_{кз0}$  при  $\pi_{кнд0} = const$ , а также снижение  $\pi_{кнд0}$  (в случае ТРДД) при постоянных  $\pi_{кз0}$  и  $m_0$ .

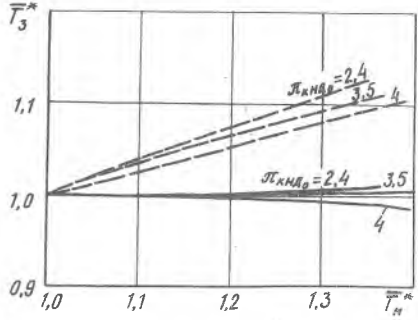
К такому же эффекту приводит изменение параметров рабочего процесса и при регулировании двигателей по закону  $n_{нд} = const$ . При этом более значительное повышение температуры  $T_3^*$  с увеличением  $T_H^*$  объясняется уменьшением угла наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД ТРД (что обуславливает повышение потребной работы компрессора) и, кроме того, увеличением степени двухконтурности ТРДД (что ведет к росту потребной работы турбины).

Поэтому при регулировании двухвальных ТРДД с высокими параметрами цикла и большой степенью двухконтурности по закону  $n_{нд} = const$  наблюдается непостоянство температуры газа перед турбиной: она значительно увеличивается с увеличением  $T_H^*$ . Например, с увеличением  $T_H^*$  на 50 К температура  $T_3^*$  для ТРДД с параметрами:  $\pi_{кз} = 25^0$ ,  $T_{30}^* = 1600$  К,  $m_0 = 6$  увеличивается на 150 К.

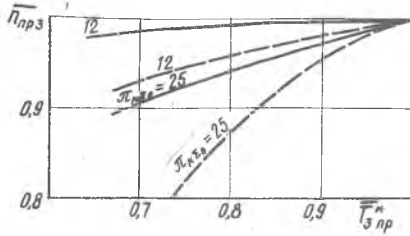
Влияние закона регулирования на высотно-скоростные характеристики двигателей с одним регулирующим фактором очевидно: если не обеспечивается  $T_3^* = const$ , то снижение  $T_3^*$  относительно  $T_{3max}^*$  в определенных условиях полета ведет к снижению тяги и к соответствующему изменению характера ее протекания. Например, в случае  $\pi_{квд0} < 5$ , что характерно для современных двухвальных ТРД, при  $n_{вд} = const$  с увеличением  $T_H^*$  температура  $T_3^*$  снижается или изменяется незначительно (см. рис. 4.36).



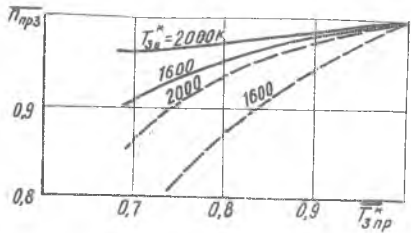
Р и с. 4.35. Влияние  $\zeta_{кнд0}$  ( $\zeta_{квд0}$ ) при  $\zeta_{кз0} = 12$  на обобщенные зависимости  $\bar{\pi}_{нпр3} = \varphi(\bar{T}_{3нр}^*)$  для двухвального ТРД:  
 —  $\bar{\pi}_{вд.нр3}$ ; ---  $\bar{\pi}_{нд.нр3}$



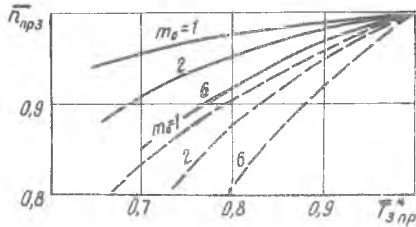
Р и с. 4.36. Влияние  $\zeta_{кнд0}$  ( $\zeta_{квд0}$ ) при  $\zeta_{кз0} = 12$  на закономерность изменения  $\bar{T}_{3н}^* = \varphi(\bar{\pi}_{нпр3})$  для двухвального ТРД, регулируемого по законам  $n_{вд} = \text{const}$  (—) и  $n_{нд} = \text{const}$  (---)



а

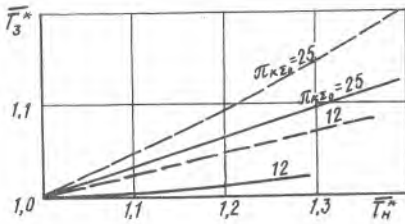


б

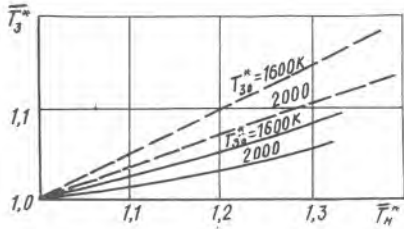


в

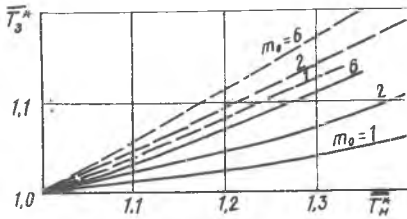
Р и с. 4.37. Влияние параметров  $\zeta_{кз0}$ ,  $T_{30}^*$  и  $m_0$  при оптимальном  $\zeta_{кнд0}$  на обобщенные зависимости  $\bar{\pi}_{нпр3} = \varphi(\bar{T}_{3нр}^*)$  для двухвального ТРД:  
 а -  $T_{30}^* = 1600\text{K}$ ,  $m_0 = 2$ ; б -  $\zeta_{кз0} = 25$ ,  $m_0 = 2$ ; в -  $T_{30}^* = 1600\text{K}$ ,  $\zeta_{кз0} = 25$



а



б

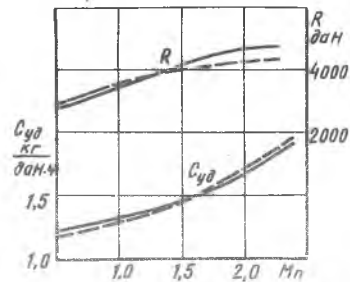


в

Р и с. 4.38. Влияние параметров  $\lambda_{к\kappa 0}$ ,  $T_{30}^*$  и  $m_0$  при оптимальном  $T_{30}^*$  на зависимость  $T_3^* = f(T_H)$  для двухвального ТРДД, регулируемого по законам  $n_{вд} = \text{const}$  (—) и  $n_{нд} = \text{const}$  (---):  
 а -  $T_{30}^* = 1600\text{K}$ ,  $m_0 = 2$ ; б -  $\lambda_{к\kappa 0} = 25$ ,  $m_0 = 2$ ; в -  $T_{30}^* = 1600\text{K}$ ,  $\lambda_{к\kappa 0} = 25$

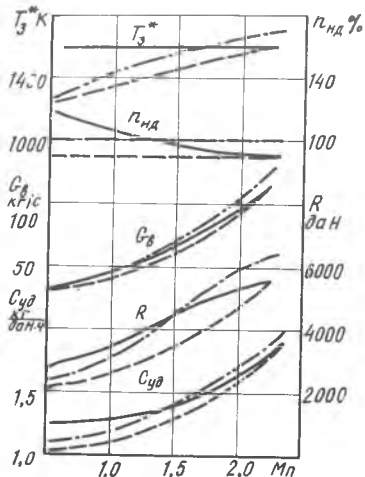
Двигатель с таким регулированием в высотных условиях при большой скорости полета недоиспользуется по  $T_3^*$  и, следовательно, имеет пониженное (по сравнению с двигателем, регулируемым по закону  $T_3^* = \text{const}$ ) значение тяги (рис. 4.39). В случае  $\lambda_{к\kappa вд 0} = 5 - 6$ , что характерно для многих современных ТРДД, при изменении внешних условий в нешироких пределах температура сохраняется примерно постоянной (см. рис. 4.33, 4.34),

Р и с. 4.39. Сравнение скоростных характеристик ТРД ( $\lambda_{к\kappa 0} = 12$ ;  $\lambda_{к\kappa вд 0} = 3$ ;  $T_{30}^* = 1600\text{K}$ ,  $G_{вд 0} = 100\text{ кг/с}$ ,  $H = 11\text{ км}$ ), регулируемого по законам  $T_3^* = \text{const}$  (—) и  $n_{вд} = \text{const}$  (---)



т.е. при  $n_{вд} = \text{const}$  обеспечиваются примерно те же характеристики, что и для  $T_3^* = \text{const}$ .

Как отмечалось, при регулировании по закону  $n_{нд} = \text{const}$  с увеличением  $T_H^*$  возрастает  $T_3^*$ . Однако температура  $T_3^*$  не должна превышать  $T_{3\text{max}}^*$ , поэтому на максимальном режиме величину  $n_{нд}$  выбирают из условия обеспечения  $T_3^* = T_{3\text{max}}^*$  при  $T_H^* = T_{H\text{max}}^*$ , т.е. при максимальной скорости полета. В этом случае двигатель недоиспользуется по  $T_3^*$  при низких  $T_H^*$  и, следовательно, в указанных условиях имеет пониженное значение тяги (пунктирные кривые на рис. 4.40).



Р и с.4.40. Сравнение скоростных характеристик ТРД ( $\pi_{к\pi 0} = 12$ ;  $\pi_{нд0} = 3,5$ ,  $T_{30}^* = 1600 \text{ K}$ ,  $G_{B0} = 100 \text{ кг/с}$ ,  $H = 11 \text{ км}$ ), регулируемого по законам  $T_3^* = \text{const}$  и  $n_{нд} = \text{const}$ :  
 —  $T_3^* = 1600 \text{ K}$ ; ---  $n_{нд} = 90\%$ ,  
 $T_3^* \leq T_{3\text{max}}^*$ ; — — —  $n_{нд} = n_{нд0} = 100\%$ ,  
 $T_3^* > T_{3\text{max}}^*$

В рассматриваемом случае возможности двигателя во всех условиях полета недоиспользуются также по частоте вращения ротора НД, а следовательно, и по расходу воздуха. Если путем пересогласования работы турбина за счет изменения площадей характерных сечений обеспечить  $n_{нд} = n_{нд\text{max}}$  без изменения температуры  $T_{3\text{max}}^*$ , то это приводит к некоторому увеличению тяги, особенно на больших скоростях полета (влияние площадей характерных сечений на параметры двигателя будет рассмотрено особо).

Кроме того, в этом случае из условия равнопрочности в большинстве летных условий можно принять более высокое значение максимальной температуры, поскольку  $T_3^* \neq T_{3\text{max}}^*$ . Все это позволяет на двигателе с регулированием по закону  $n_{нд} = \text{const}$  при меньшей тяге на небольших скоростях получить более высокое значение тяги на больших скоростях (см. штрихпунктир на рис. 4.40).



Итак, главная особенность закона регулирования  $n_{нд} = \text{const}$  состоит в том, что он обуславливает интенсивный прирост тяги с увеличением скорости полета и ее наибольшее значение при максимальной скорости полета. Поэтому этот закон получил широкое распространение на ТРД, предназначенных для больших скоростей полета.

Изменение параметров рабочего процесса  $\eta_{кнд0}$ ,  $\eta_{к\lambda0}$  и  $M_0$  оказывает на высотно-скоростные характеристики двухвальных ТРД и ТРДД, регулируемых по законам  $n_{вд} = \text{const}$  и  $n_{нд} = \text{const}$ , несколько иное влияние, чем на характеристики этих двигателей при  $T_3^* = \text{const}$ . Для оценки этого влияния необходимо изложенные в §4.4 закономерности изменения характеристик при  $T_3^* = \text{const}$  анализировать с учетом величины  $T_3^*$ , изменение которой показано на рис. 4.36 и 4.38.

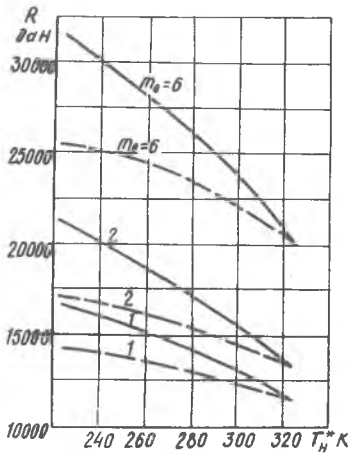
В §4.4 показано, что изменение  $\eta_{кнд0}$  при  $\eta_{к\lambda0} = \text{const}$  практически не влияет на характеристики ТРД, регулируемого по закону  $T_3^* = \text{const}$ . При регулировании ТРД по законам  $n_{нд} = \text{const}$  или  $n_{вд} = \text{const}$  снижение  $\eta_{кнд0}$  сопровождается увеличением температуры  $T_3^*$  при высоких  $T_H^*$  (см. рис. 4.36). Соответственно возрастает интенсивность изменения тяги по скорости полета.

На ТРД и ТРДД при  $T_3^* = \text{const}$  увеличение  $\eta_{к\lambda0}$  ( $\eta_{кнд0} = \text{const}$ ) ведет к уменьшению тяги при высоких  $T_H^*$ , в частности на больших скоростях (см., например, рис. 4.29, а). При  $n_{нд} = \text{const}$  в рассматриваемом случае (при высоких  $T_H^*$ ) температура  $T_3^*$  увеличивается по сравнению с ее значением в стендовых условиях. Поэтому у двигателей, регулируемых по закону  $n_{нд} = \text{const}$ , с увеличением  $\eta_{к\lambda0}$  интенсивность изменения тяги по числу  $M_0$  уменьшается незначительно.

Это справедливо и для случая влияния увеличения  $M_0$  на характеристики ТРДД. Особенность закона регулирования  $n_{нд} = \text{const}$ , связанная со снижением  $T_3^*$  при снижении  $T_H^*$ , может быть использована для ограничения тяги в земных условиях при низких  $T_H^*$  (рис. 4.41).

Изменение  $T_{30}^*$  оказывает на характеристики ТРД и ТРДД, регулируемые по законам  $n_{вд} = \text{const}$  или  $n_{нд} = \text{const}$ , такое же влияние, как и на характеристики ТРД и ТРДД при  $T_3^* = \text{const}$ , так как функции  $n_{прз} = f(T_{30}^*)$  от величины  $T_{30}^*$  не зависят.

Из приведенного материала следует, что потребный характер изменения тяги в зависимости от внешних условий (например, постоянную тягу на земле при  $M_0 = 0$  и различных  $T_H^*$ ) можно получить путем обеспечения соответствующего закона изменения температуры газа перед турбиной  $T_3^* = f(T_H^*)$ . Приятый закон изменения температуры  $T_3^*$  по  $T_H^*$  может быть реализован при непосредственном или косвенном регулировании  $T_3^*$  путем изменения расхода топлива.



Р и с. 4.4Г. Влияние  $m_0$  на характеристики двухвального ТРДД, регулируемого по законам  $T_3^* = 1700 \text{ K} = \text{const}$  / —) и  $n_{нд} = \text{const}$  (---) при  $H=0$ ,  $M_n=0$ ,  $\xi_{к\sigma_0} = 25$  и  $T_{30}^* = 1600 \text{ K}$

Рассмотренные в разделе 3.1.3 [18] законы косвенного регулирования температуры  $T_3^*$  путем изменения расхода топлива в зависимости от параметров за компрессором (3.2) или от внешних параметров (3.4) справедливы и для двухвальных ТРД и ТРДД. Для этих двигателей применяется, кроме того, закон регулирования  $G_T$  по параметрам за компрессором НД. Его можно получить, как в [18], (3.4). Поделив левую и правую части выражения (3.2) на величину  $P_{1ВД}^* T_{1ВД}^*$ , получим

$$G_T = b P_{1ВД}^* T_{1ВД}^* \xi_{квд} \left( \frac{T_3^*}{T_{1ВД}^*} - \frac{T_2^*}{T_{1ВД}^*} \right).$$

Для заданной функции  $T_3^* = f(T_n^*)$  полученный закон регулирования можно представить в следующем виде:

$$G_T = b P_{1ВД}^* f(T_{1ВД}^*). \quad (4.25)$$

#### § 4.6. ОСОБЕННОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХВАЛЬНЫХ ТРДД СО СМЕШЕНИЕМ ПОТОКОВ

Как известно из газовой динамики, статические давления в потоках наружного и внутреннего контуров в сечении на входе в камеру смешения одинаковы при докритических скоростях и параллельном движении

потоков. Пренебрегая изменением статического давления по длине цилиндрической камеры смешения (рис. 4.42), имеем

$$P_{II} = P_I = P_{CM} \quad \text{или} \quad P_{II}^* \varpi(\lambda_{II}) = P_I^* \varpi(\lambda_I) = P_{CM}^* \varpi(\lambda_{CM}). \quad (4.26)$$

Полное давление на выходе из камеры смешения выразим через давления на входе по приближенной формуле

$$P_{CM}^* = \frac{P_{II}^* F_{II} + P_I^* F_I}{F_{II} + F_I}, \quad (4.27)$$

где  $F_{II}$  и  $F_I$  - эффективные площади потоков на выходе из каналов наружного и внутреннего контуров соответственно (на входе в камеру смешения).

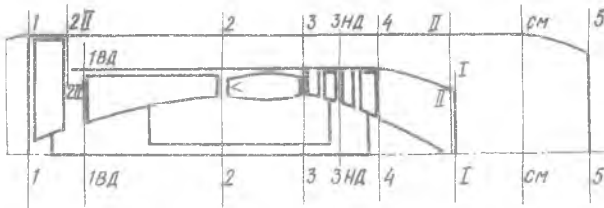
Подставив формулу (4.27) в исходное равенство и поделив его на  $P_I^*$ , получим

$$\varpi(\lambda_{II}) = \varpi(\lambda_I) = (\gamma F_{II} + F_I) \frac{\varpi(\lambda_{CM})}{F_{II} + F_I} \quad (4.28)$$

Из последнего равенства можно получить выражения, характеризующие коэффициенты скоростей для сечения на выходе из наружного и внутреннего контуров:

$$\varpi(\lambda_I) = (\gamma F_{II} / F_I + 1) \frac{\varpi(\lambda_{CM})}{F_{II} / F_I + 1}; \quad (4.29)$$

$$\varpi(\lambda_{II}) = \frac{\varpi(\lambda_I)}{\gamma} = \frac{\gamma F_{II} / F_I + 1}{\gamma} \frac{\varpi(\lambda_{CM})}{F_{II} / F_I + 1} \quad (4.30)$$



Р и с. 4.42. Схема двухвального ТРДД со смешением потоков наружного и внутреннего контуров

В формулах (4.29) и (4.30) величина  $P(\lambda_{cm})$  при критическом течении газа в минимальном сечении сопла сохраняется постоянной, так как, согласно уравнению неразрывности,

$$q(\lambda_{cm}) = \frac{F_{KD}}{F_{cm}} \sigma_c q(\lambda_{кр}). \quad (4.31)$$

Изменение режимов работы двигателя сопровождается изменением в правой части формул (4.29) и (4.30) только величины  $\lambda$  - отношения давлений в сечении на выходе из контуров. При снижении приведенной температуры газа перед турбиной величина  $\lambda$ , как показано в §4.3, увеличивается, что приводит к противоположному изменению коэффициентов скорости в сечении на входе в камеру смешения: коэффициент скорости  $\lambda_{II}$  на выходе из наружного контура увеличивается, а на выходе из внутреннего контура  $\lambda_I$  уменьшается (рис. 4.43,а).

Таким образом, в отличие от ТРДД без смешения, выход из наружного и внутреннего контуров которого в газодинамическом отношении "запрет" критической скоростью потоков в минимальных сечениях сопел, в двигателе со смешением потоков сопротивление на выходе из контуров не сохраняется постоянным даже на режимах сверхкритического истечения. При снижении  $T_{3,пр}^*$  оно уменьшается на выходе из наружного контура и увеличивается на выходе из внутреннего контура.

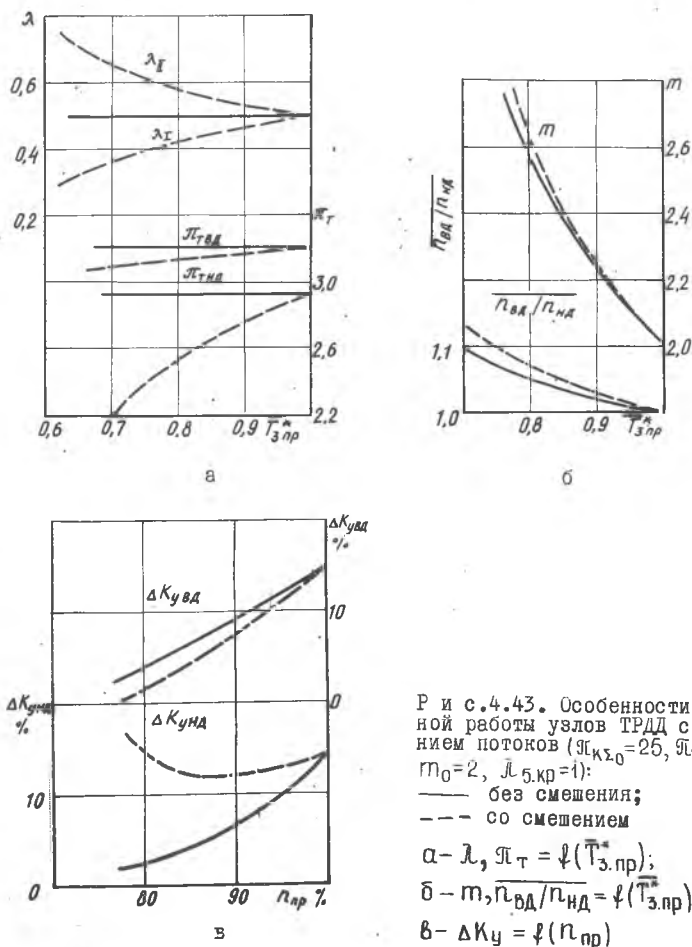
Эта важная особенность двигателя рассматриваемой схемы предопределяет и другие его особенности.

Вследствие изменения сопротивления за турбиной при снижении  $T_{3,пр}^*$  степень понижения давления в турбине НД уменьшается на режимах критического течения газа в минимальном сечении сопла. Это приводит к уменьшению величины  $L_{кНД}$ , а следовательно, и частоты вращения ротора НД, т.е. к увеличению скольжения роторов (рис. 4.43,б). Кроме того, это может вызвать снижение  $\eta_{тВД}$  на режимах пониженной  $T_{3,пр}^*$ , незначительное смещение линии совместной работы на характеристике компрессора ВД к границе неустойчивой работы и соответствующее снижение запасов устойчивой работы (рис. 4.43,в).

Вследствие изменения сопротивления на выходе из наружного контура с уменьшением  $T_{3,пр}^*$  степень двухконтурности ТРДД со смешением потоков, согласно формуле (4.11), увеличивается больше, чем двигателя без смешения потоков.

Наконец, увеличение  $m$  и  $n_{ВД}/n_{НД}$  при снижении  $T_{3,пр}^*$  приводит к тому, что линия совместной работы на характеристике компрессора НД располагается под большим углом наклона. Запасы устойчивой работы ком-

прессора НД ТРДД со смешением потоков при снижении приведенной частоты вращения ротора и сохранении  $\lambda_{5,кр} = 1$  в большинстве случаев



Р и с. 4.43. Особенности совместной работы узлов ТРДД со смешением потоков ( $\lambda_{кр0} = 2,5$ ,  $\lambda_{крНД0} = 2,5$ ,  $m_0 = 2$ ,  $\lambda_{5,кр} = 1$ ):

— без смешения;

--- со смешением

а -  $\lambda$ ,  $\pi_T = f(\overline{T_{3,пр}})$ ;

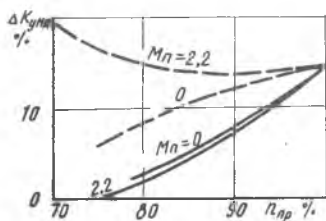
б -  $m$ ,  $\overline{n_{вд}/n_{нд}} = f(\overline{T_{3,пр}})$ ;

в -  $\Delta K_y = f(n_{пр})$

уменьшаются незначительно и даже могут увеличиваться. На двигателях других схем, особенно на двухвальном ТРД, в этом случае запасы устойчивой работы обычно снижаются.

Таким образом, схема ТРДД со смешением является наиболее эффективной с точки зрения увеличения  $\Delta K_{\text{цнд}}$  при низких  $n_{\text{пр}}$ . Это единственный двигатель, у которого при снижении  $T_{3,\text{пр}}^*$  сопротивление на выходе из наружного контура уменьшается. Этот способ увеличения запасов устойчивой работы, обеспечивающий более высокие значения  $\Delta K_{\text{цнд}}$  применяется также на ТРД при условии выполнения его с перепуском части воздуха из компрессора за турбину (как известно из курса "Лопаточные машины", перепуск из средних ступеней компрессора отодвигает, кроме того, границу неустойчивой работы компрессора). Такой ТРД является по существу двухконтурным двигателем с небольшой степенью двухконтурности и со смешением потоков наружного и внутреннего контуров.

На режимах докритического истечения газа из сопла с уменьшением числа  $M_{\text{п}}$  при  $T_{3,\text{пр}}^* = \text{const}$  запасы  $\Delta K_{\text{цнд}}$  ТРДД со смешением потоков всегда уменьшаются (в отличие от двигателя без смешения потоков), несмотря на увеличение скольжения роторов, что объясняется уменьшением  $q(\lambda_{\text{п}})$  и соответствующим уменьшением степени двухконтурности. Однако при  $M_{\text{п}} = 0$  на двигателе со смешением потоков запасы  $\Delta K_{\text{цнд}}$  все-таки больше, чем на ТРДД без смешения потоков (рис. 4.44).

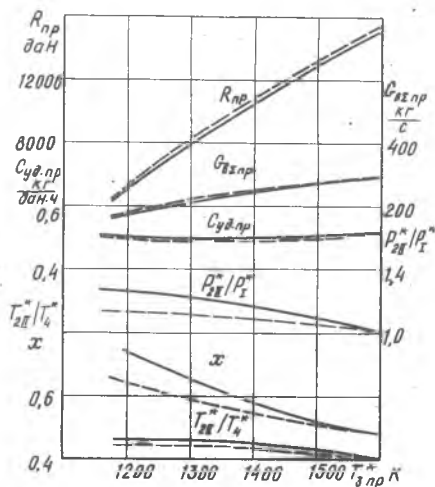


Р и с.4.44. Влияние числа  $M_{\text{п}}$  на запасы устойчивой работы компрессора НД ТРДД без смешения (—) и со смешением (---) потоков

Отмеченные особенности совместной работы узлов ТРДД рассматриваемой схемы оказывают незначительное влияние на обобщенные характеристики (рис. 4.45). Однако благодаря особенностям изменения степени двухконтурности кривая  $\bar{G}_{\text{взпр}} = f(T_{3,\text{пр}}^*)$  протекает положе. Поэтому на двигателе со смешением потоков (по сравнению с турбореактивными двигателями других схем) при одинаковых  $\bar{G}_{\text{в0}}$  на взлетном режиме обеспечивается наиболее высокий расход воздуха на больших скоростях полета. При снижении  $T_{3,\text{пр}}^*$  отношение давлений  $P_{\text{п}}^*/P_{\text{т}}^*$  и температур  $T_{2\text{п}}^*/T_{\text{т}}^*$  увеличивается, а следовательно, уменьшается разность температур и увеличивается разность давлений смешиваемых потоков. Все это уменьшает выигрыш в тяге и удельном расходе топлива, обусловленный смешением потоков. Однако более значительный рост степени двухконтурности

турности увеличивает преимущества ТРДД со смешением потоков. Для этого двигателя, кроме того, величина  $X$ , характеризующая распределение энергии между контурами, изменяется более благоприятно — она ближе к своему оптимальному значению. Влияние различных факторов на тягу в значительной степени компенсируется, а различия в характере протекания кривых  $R_{np} = \psi(T_{3, np}^*)$  и  $C_{уд, np} = \psi(T_{3, np}^*)$  для двигателя без смешения и со смешением потоков обычно несущественны.

Р и с. 4.45. Сравнение обобщенных характеристик ТРДД без смешения (—) и со смешением (---) потоков ( $T_{30}^* = 1600\text{K}$ ,  $\pi_{к\tau 0} = 25$ ,  $\pi_{кнд 0} = 2,5$ ,  $m_0 = 2$ ,  $M_n = 0$ )

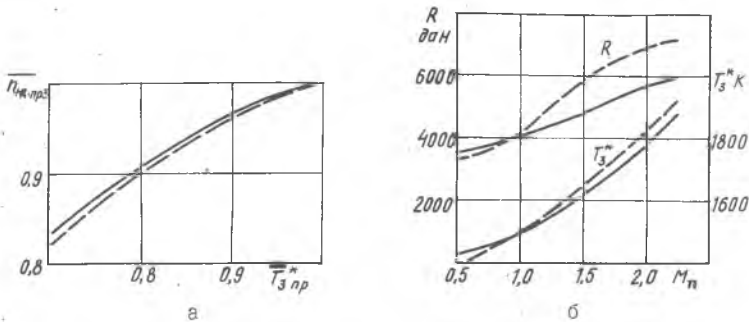


Естественно, что и высотно-скоростные характеристики ТРДД со смешением потоков, регулируемого по законам  $T_3^* = \text{const}$  или  $n_{0D} = \text{const}$ , незначительно отличаются от характеристик ТРДД без смешения потоков.

Что касается характеристик рассматриваемых двигателей, регулируемых по закону  $n_{нд} = \text{const}$ , то они заметно отличаются друг от друга (рис. 4.46). Объясняется это тем, что на двигателе со смешением потоков при снижении  $T_{3, np}^*$  частота вращения ротора низкого давления  $n_{нд, np}$ , приведенная к САУ по параметрам на входе в турбину, снижается больше вследствие более значительного изменения скольжения роторов. Поэтому при  $n_{нд} = \text{const}$  функция  $T_3^* = \psi(T_H^*)$  протекает круче. В результате тяга по числу  $M_n$  увеличивается более интенсивно, а по  $T_H^*$  падает менее значительно.

Как отмечалось, определяющей особенностью ТРДД со смешением потоков является изменение сопротивления на выходе из контуров. Проанали-

зируем влияние параметров рабочего процесса на функции  $q(\lambda_I) = \psi(T_{3,пр.1вд}^*)$  и  $q(\lambda_{II}) = \varphi(T_{3,пр.1вд}^*)$ , а следовательно, и на другие особенности двигателя этой схемы. Особенно значительное влияние на интенсивность изменения функций  $q(\lambda_I)$  и  $q(\lambda_{II})$  в зависимости от  $T_{3,пр.1вд}^*$  оказы-



Р и с. 4.46. Сравнение скоростных характеристик ТРДД без смещения (—) и со смещением (---) потоков, регулируемых по закону  $\overline{p_{нд}} = \text{const}$  ( $T_{30}^* = 1600\text{K}$ ,  $\overline{p_{к\lambda 0}} = 2.5$ ,  $m_0 = 2$ ,  $G_{10} = 100\text{кг/с}$ )

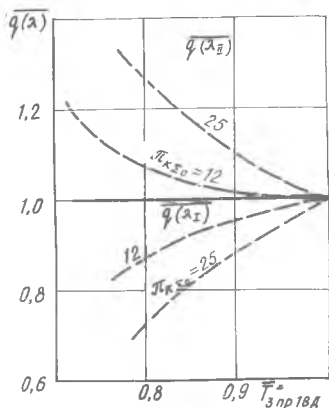
вает  $\overline{p_{квд0}}$ , так как с изменением этой величины значительно изменяется угол наклона кривой  $\lambda = \psi(T_{3,пр.1вд}^*)$ . С увеличением  $\overline{p_{квд0}}$  аналогичная кривая ТРДД без смещения потоков (см.рис.4.19) протекает круче, что ведет к более интенсивному увеличению  $q(\lambda_{II})$  и к уменьшению  $q(\lambda_I)$  при снижении приведенной температуры газа перед турбиной. Следовательно, такое же изменение этих величин (рис. 4.47) происходит вследствие увеличения  $\overline{p_{к\lambda 0}}$ , снижения  $T_{30}^*$  или увеличения  $m_0$  при оптимальном  $\overline{p_{кнд0}}$ , сопровождающихся увеличением  $\overline{p_{квд0}}$ . Во всех этих случаях более значительное изменение  $q(\lambda_{II})$  и  $q(\lambda_I)$  приводит к более интенсивному изменению степени двухконтурности по  $T_{3,пр.1вд}^*$ , а также скольжения роторов, и оказывает соответствующее влияние на изменение запасов устойчивости  $\Delta K_{цнд}$ , по сравнению с их изменением на двигателе без смещения потоков.

Как следует из формул 4.29 и 4.30, изменение величин  $q(\lambda_I)$  и  $q(\lambda_{II})$  зависит в общем случае от отношения площадей  $F_{II}/F_I$ , которое определяется в основном исходной степенью двухконтурности, поскольку при  $\overline{p_{10}^*} = \overline{p_{10}^*}$

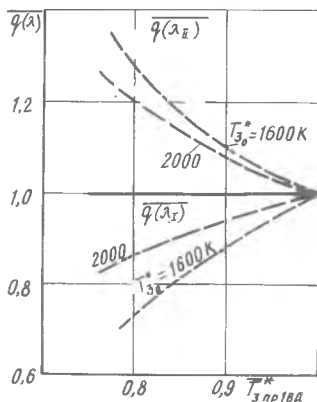


$$m_0 = \frac{G_{II0}}{G_{I0}} = \frac{F_{II}}{F_I} \sqrt{\frac{T_{4n}^*}{T_{2II0}^*}}$$

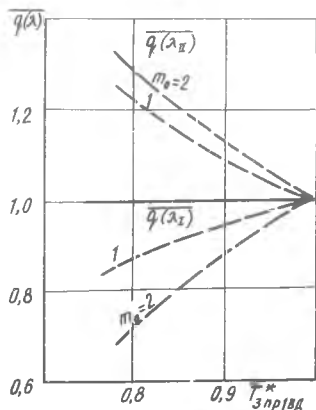
Вследствие этого с увеличением степени двухконтурности  $m_0$  и соответственно отношения  $F_{II}/F_I$  кривая изменения  $\lambda_I$  по  $T_{3np}^*$  проте-



а



б

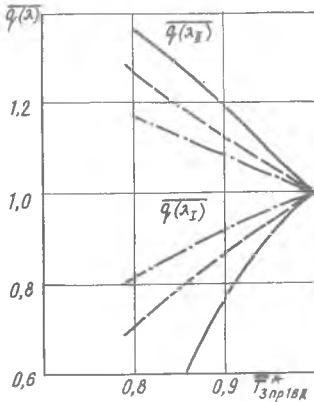


в

Р и с. 4.47. Влияние параметров  $\pi_{кз0}$ ,  $T_{30}^*$  и  $m_0$  при оптимальном  $\pi_{кз0}$  на функции  $q(\lambda_I) = f(T_{3np}^*)$  и  $q(\lambda_E) = f(T_{3np}^*)$  ТРД без смешения (—) и со смешением (---) потоков: а -  $T_{30}^* = 1600K$ ,  $m_0 = 2$ ; б -  $\pi_{кз0} = 25$ ,  $m_0 = 2$ ; в -  $T_{30}^* = 1600K$ ,  $\pi_{кз0} = 25$

текает круче. Поэтому, если при низких  $M_0$  смещение приводит к увеличению  $\Delta K_{\text{чнд}}$ , практически не сказываясь на  $\Delta K_{\text{чвд}}$ , то при высоких  $M_0$  оно может приводить к заметному уменьшению  $\Delta K_{\text{чвд}}$ . С увеличением  $M_0$ , кроме того, снижается выигрыш в выходном импульсе и увеличивается вес смесительного устройства, поэтому принято считать, что применение смещения на ТРДД с  $M_0 > 3$  нецелесообразно.

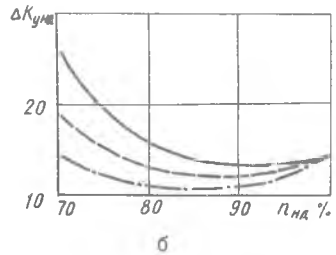
Наконец, относительное изменение плотностей тока  $q(\lambda_{\text{I}})$  и  $q(\lambda_{\text{II}})$  по температуре  $T_{3,\text{пр.вд}}^*$  зависит также от величины коэффициентов скоростей  $\lambda_{\text{I}0}$  и  $\lambda_{\text{II}0}$  в исходной расчетной точке, так как функция  $q(\lambda)$  по  $\lambda(\lambda)$  протекает нелинейно. При снижении  $\lambda_{\text{II}0}$  (а следовательно, и  $\lambda_{\text{I}0}$ , если  $\gamma_0 = \text{const}$ ) интенсивность изменения  $q(\lambda_{\text{II}})$  и  $q(\lambda_{\text{I}})$  по  $T_{3,\text{пр}}^*$  возрастает, что приводит к увеличению запасов устойчивой работы компрессора НД на низких  $n_{\text{нд}}$  (рис.4.48).



а

Следует заметить, что функция  $q(\lambda) = f(T_{3,\text{пр.вд}}^*)$  для наружного и внутреннего контуров не зависит от  $\gamma_0$  при принятом значении  $\lambda_0$  в сечении на выходе из этого контура. Однако при  $\lambda_{\text{I}0} = \text{const}$ , изменяя  $\gamma_0$  путем изменения  $\lambda_{\text{кнд}0}$  при  $\lambda_{\text{квд}0} = \text{const}$  и соответственно изменяя  $\lambda_{\text{II}0}$ , можно изменять функцию  $q(\lambda_{\text{II}}) = f(T_{3,\text{пр.вд}}^*)$  и положение линии совместной работы на характеристике компрессора НД.

Величина  $\lambda_{\text{п}0}$  влияет также и на обобщенные характеристики ТРДД со смещением потоков, что объясняется изменением полного давления газа при смещении и перемещением линии совместной работы, а следовательно, возможным изменением КПД компрессора (рис.4.49).



б

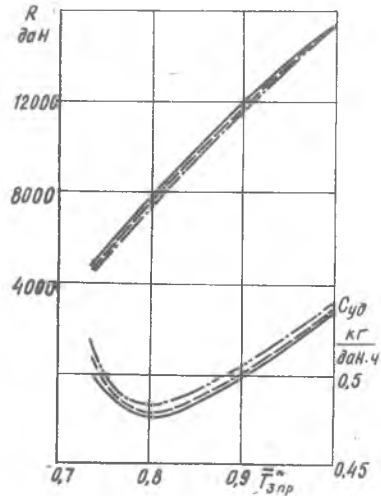
Р и с.4.48. Влияние  $\lambda_{\text{п}0}$  на особенности совместной работы узлов ТРДД со смещением потоков ( $T_{20}^* = 1600 \text{ К}$ ,  $\lambda_{\text{квд}0} = 25$ ,  $m_0 = 2$ ,  $\gamma_0 = 1$ ):  
 —  $\lambda_{\text{II}0} = 0,35$ ; ---  $\lambda_{\text{II}0} = 0,5$ ; - · -  $\lambda_{\text{II}0} = 0,65$

В заключение рассмотрим особенности расчета обобщенных характеристик ТРДД со смешением потоков:

1. Так как величина  $\bar{U}_{ТНД}$  изменяется в полном диапазоне изменения  $\bar{T}_{3пр}^*$  (даже при  $\lambda_{кр} = 1$ ), то целесообразно построить вспомогательные зависимости  $\bar{U}_{ТВД} = f[q(\lambda_1)]$  и  $\bar{U}_{ТНД} = f[q(\lambda_1^*)]$ , как указано в разделе 1.2 [18], рис. 4.50. Следует заметить, что указанная зависимость не может быть построена по  $\bar{U}_c$  или  $\bar{U}_x$  (как для двигателя без смешения потоков), так как уравнение баланса давлений внутреннего контура не определяет в данном случае величину  $\bar{U}_c$ . Эта величина зависит также от давления в наружном контуре, что обусловлено смешением потоков.

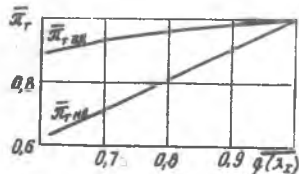
2. Определяется изменение параметров турбокомпрессора ВД в зависимости от температуры  $\bar{T}_{3пр.ВД}^*$ . С этой целью обычным путем (см., например, раздел 2.1 учебного пособия [18]) находится линия совместной работы на характеристике компрессора ВД при  $\bar{U}_{ТВД} = \text{const}$ . Для нескольких точек на линии совместной работы по формуле (4.19) в первом приближении при  $\bar{U}_{ТГ} = \text{const}$  определяются величины  $\lambda$ , с помощью формулы (4.29) при  $\lambda_{5,кр} = 1$  рассчитывается  $q(\lambda_1)$ .

Р и с. 4.49. Влияние  $\lambda_{10}$  на обобщенные характеристики ТРДД со смешением потоков (параметры и обозначения см. на рис. 4.48)



По предварительно рассчитанным зависимостям находятся  $\bar{U}_{ТВД}$  и  $\bar{U}_{ТНД} = f[q(\lambda_1^*)]$ . Если полученные значения  $\bar{U}_{ТВД}$ ,  $\bar{U}_{ТНД}$  и  $\bar{U}_{ТГ}$  не совпадают с ранее принятыми, то расчет повторяют, задаваясь новыми зна-

Р и с. 4.50. Зависимость степеней понижения давления в турбинах НД и ВД от относительной плотности тока в сечении на выходе из внутреннего контура (для  $\bar{U}_{ТВД} = 3,6$ ,  $\bar{U}_{ТНД} = 2,6$ ,  $\lambda_{10} = 0,43$ ,  $f_1 = 0,46 \text{ м}^2$  и характеристик турбин, показанных на рис. 4.67)



чениями  $q_{\Gamma}$ . Для рассчитанной таким образом линии совместной работы определяются все другие параметры турбокомпрессора ВД, а также величины  $q(\lambda_{II})$ , с помощью формулы (4.30), и  $m$ .

3. Рассчитываются параметры турбокомпрессора НД с учетом переменного значения  $q_{\Gamma НД}$  (см. §4.1 и §4.2). Далее целесообразно проверить расчет величин  $q(\lambda_I)$  и  $q(\lambda_{II})$ , вычислив их по уравнениям расхода для сечений  $I-I$  и  $II-II$ .

4. Рассчитываются параметры камеры смешения по формулам для смешения потоков  $[I]$ , которые записываются при условии, что изменением теплоемкости в процессе смешения и массы рабочего тела при его движении по тракту двигателя можно пренебречь. Температура смеси определяется по уравнению энергии

$$T_{см}^* = \frac{T_4^* + m T_{2II}^*}{m+1}; \quad (4.32)$$

коэффициент скорости на выходе из камеры смешения рассчитывается по уравнению удельных импульсов:

$$Z(\lambda_{см}) = Z(\lambda_{II}) \sqrt{\frac{T_{2II}^*}{T_{см}^*}} \frac{m}{m+1} + Z(\lambda_I) \sqrt{\frac{T_4^*}{T_{см}^*}} \frac{1}{m+1}, \quad (4.33)$$

а полное давление смеси - по уравнению полных импульсов (оно может быть вычислено также по уравнению расхода в сечении см-см):

$$P_{см}^* = \frac{D_{II}^* F_{II} \varphi(\lambda_{II}) + D_I^* F_I \varphi(\lambda_I)}{(F_{II} + F_I) \varphi(\lambda_{см})}. \quad (4.34)$$

Формулу (4.27) для полного давления смеси можно получить из выражения (4.34), если пренебречь влиянием газодинамической функции  $\varphi(\lambda)$ . На практике она дает небольшую ошибку.

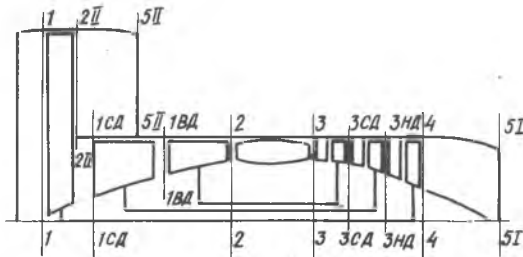
Для случая докритического истечения из сопла линии совместной работы на характеристиках компрессоров ВД и НД определяются методом последовательных приближений из условия совпадения величины  $q(\lambda_{кр})$ , принятой в формуле (4.31), с ее значением, полученным по характеристике сопла.

5. Основные данные для ТРДД со смешением потоков определяются так же, как и для обычного ТРД.

Методика расчета высотно-скоростных характеристик ТРДД со смешением потоков, составленная с учетом изложенных принципов, приведена в работе [20].

§ 4.7. ОСОБЕННОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ  
И ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОВАЛЬНЫХ ТРД и ТРДД

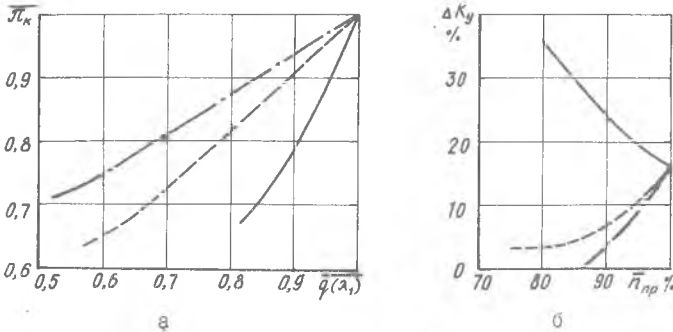
Многовальные двигатели, если они выполнены с нерегулируемыми проходными сечениями (рис. 4.51), как и двухвальные, имеют один регулирующий фактор. Каждая рабочая точка на характеристике любого каскада компрессора, например ВД, однозначно определяет соответствующие рабочие точки на характеристиках компрессоров СД (среднего давления) и НД трехвального турбореактивного двигателя. Линии совместной работы на характеристиках всех каскадов, а следовательно, и обобщенные характеристики этих двигателей, могут быть рассчитаны по методике, приведенной для двухвального ТРДД в § 4.1, 4.2.



Р и с. 4.51. Схема трехвального ТРДД

Турбокомпрессоры ВД и СД трехвального ТРДД в газодинамическом отношении представляют собой двухвальный ТРД, поэтому рассмотренные особенности совместной работы узлов и регулирования двухвальных двигателей свойственны и для трехвального (многовального) ТРДД. Закономерности работы компрессора НД многовального ТРДД и двухвального ТРДД являются общими.

Наиболее характерной особенностью совместной работы узлов многовальных двигателей является неодинаковый угол наклона линии совместной работы на характеристиках различных каскадов компрессора (рис. 4.52), что объясняется (сравни двухвальные двигатели) неодинаковым изменением сопротивления в сечениях за этими компрессорами. При снижении  $T_3^*$  пр сопротивление за компрессором ВД (см. §4.1) даже уменьшается. При этом за каждым предыдущим каскадом величина  $q(\lambda)$ , как следует из рис. 4.15, уменьшается (сопротивление увеличивается).



Р и с. 4.52. Относительное расположение линий совместной работы на характеристиках компрессоров трехвального ТРД и его влияние на запасы устойчивой работы  $\pi_{кнд0} = \pi_{ксд0} = \pi_{квд0} = 5,5$ :  
 — ВД; --- СД; - · - · - НД

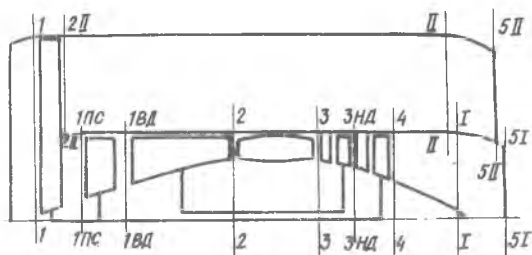
Зависимости  $\overline{\pi}_k$ ,  $q(\lambda) = \psi(T_{зпр}^*)$ , представленные на рис. 4.15, имеют универсальный характер (§4.4): при одинаковом изменении КПД  $\eta_k^* = \psi(T_{зпр}^*)$  они справедливы для сечения на входе в любой многовальный компрессор одноконтурного ТРД с  $\lambda_{зкр} = 1$ . Кроме того, они справедливы для любого сечения на входе или выходе из какого-либо каскада многовального компрессора. В последнем случае под абсциссой следует понимать температуру перед турбиной, приведенную к САУ по параметрам в рассматриваемом сечении, а под  $\overline{\pi}_{к0}$  - суммарную степень повышения давления каскадов, расположенных за этим сечением.

Поскольку интенсивность изменения функции  $q(\lambda) = \psi(T_{зпр}^*)$  увеличивается с повышением  $\overline{\pi}_{к0}$ , то и сопротивление за каждым предыдущим каскадом компрессора при снижении  $T_{зпр}^*$  увеличивается [ $q(\lambda)$  **снижается**] значительно. Например, за компрессором НД трехвального ТРД величина  $q(\lambda_{сд})$  снижается всегда значительно, чем  $q(\lambda_{вд})$  за компрессором СД, поскольку  $\overline{\pi}_{ксд0} \overline{\pi}_{квд0} > \overline{\pi}_{кнд0}$ . Это ведет к более пологому расположению линии совместной работы на характеристике компрессора НД, чем на характеристике СД и, тем более, ВД.

Таким образом, в худших условиях по  $\Delta K_y$  работает компрессор НД ТРД или передний компрессор внутреннего контура многовального ТРД (компрессор СД).

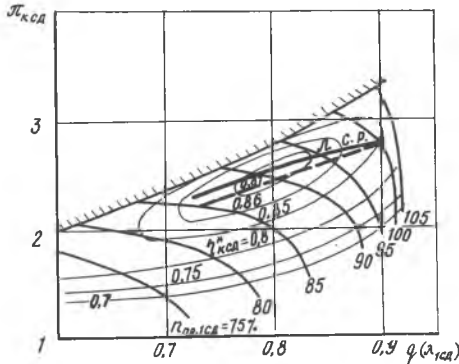
Неодинаковый наклон линий совместной работы ведет, как показано в §4.1, к изменению скольжения роторов многовального двигателя по  $T_{\text{эпр}}^*$ , что приводит к увеличению КПД, смещению линии совместной работы каждой группы ступеней вниз, а границы неустойчивой работы - вверх. В результате расширяется диапазон устойчивой работы компрессора и в этом главное преимущество многовальных двигателей. Кроме того, в многовальных двигателях обычно удается повысить окружные скорости, уменьшить число ступеней, габариты и вес двигателя.

Следует заметить, что для двухвального ТРДД с подпорными ступенями (рис. 4.53) линия совместной работы на характеристике подпорных ступеней компрессора располагается под большим углом наклона, чем на характеристике для двигателя с теми же ступенями, работающими в качестве каскада СД в системе трехвального ТРДД (рис. 4.54). Это объясняется тем, что в рассматриваемой схеме скольжение частоты вращения ротора этих ступеней относительно частоты вращения ротора ВД выше, чем на трехвальном ТРДД. Однако эффективность работы этих ступеней не высока вследствие низких окружных скоростей, которые они имеют.



Р и с. 4.53. Схема двухвального ТРДД с подпорными ступенями

Отметим еще одну особенность многовальных компрессоров: при работе двигателя в заданном диапазоне режимов и летных условий потребный диапазон изменения приведенной частоты вращения, а следовательно, протяженность линии совместной работы, соответствующая этому диапазону, уменьшаются с переходом от компрессора НД к компрессору ВД. Например, для трехвального ТРДД изменению  $n_{\text{ндпр}}$  на 20% соответствует изменение  $n_{\text{пр,1СД}}$  на 10% и  $n_{\text{пр,1ВД}}$  на 6% (рис. 4.55). Соответственно изменяются диапазоны всех величин, приведенных к САУ по параметрам в сечениях: Н-Н, 1СД-1СД и 1ВД-1ВД.



Р и с. 4.54. Расположение линии совместной работы на характеристиках подпорных ступеней компрессора двухвального ТРДД (---) и компрессора СД трехвального ТРДД (—):  $\eta_{kcs0} = 2,5$   
 $(\eta_{kвд0} = 5)$ ,  $\eta_{kсд0} = 2,8$ ,  $\eta_{kнд0} = 1,8$ ,  
 $m_0 = 6$

Это объясняется, главным образом, тем, что заданному диапазону изменения  $T_H^*$  соответствует все уменьшающийся диапазон изменения температуры за каждым последующим каскадом компрессора:

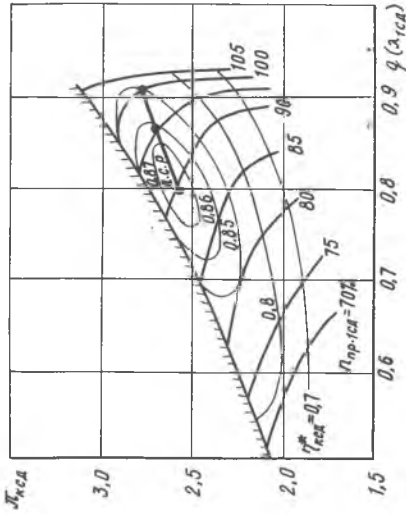
$$T_2^* = T_H^* (1 + \ell_k),$$

так как при  $T_3^* = \text{const}$  или при любом другом законе регулирования, кроме  $P_{пр} = \text{const}$ , величины  $\ell_k$  и  $T_H^*$  изменяются всегда диаметрально противоположно, т.е. вследствие изменения положения рабочей точки на характеристике увеличение  $T_H^*$  сопровождается уменьшением степени повышения температуры воздуха  $T_2^*/T_H^*$  в компрессоре (уменьшением приведенной температуры  $T_{2пр}^*$  за компрессором).

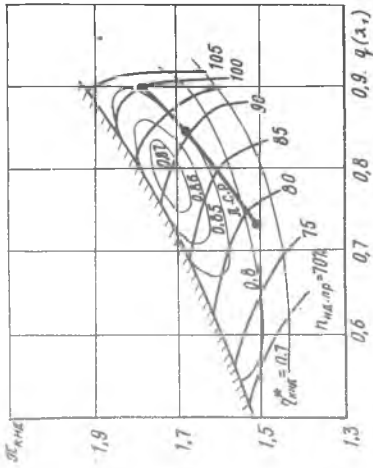
Для каждого значения  $\eta_{k0}$  изменение величины  $1 + \ell_k$ , согласно уравнению баланса мощности для ТРД, определяется изменением приведенной температуры газа перед турбиной (рис. 4.56). Зависимости, показанные на рис. 4.56, являются универсальными: они не зависят от изменения КПД компрессора, а следовательно, от положения рабочей точки на характеристике, и одинаково справедливы для одновального ТРД, многовального ТРД, компрессора НД многовального ТРД, а также для компрессора ВД (СД) многовальных ТРД и ТРДД. В последнем случае под  $T_{3пр}^*$  следует понимать  $T_{3пр.ВД}^*(T_{3пр.НД}^*)$ , а под  $\eta_{k0}$  - величину  $\eta_{kвд0}(\eta_{kсд0})$ .

Для компрессора НД ТРДД функция  $(1 + \ell_{кнд}) = \psi(T_{3пр}^*)$  при оптимальном  $\eta_{kнд0}$  зависит также от  $m_0$  и  $T_{30}^*$  (рис. 4.57). Из формул (4.15), (4.16) и др., если их представить в относительном виде, следует, что величина  $1 + \ell_{кнд}$  характеризует сужение диапазона изменения параметров, приведенных к САУ по температуре и давлению в сечении ВД-ВД, по сравнению с параметрами, приведенными по  $T_H^*$  и  $P_H^*$

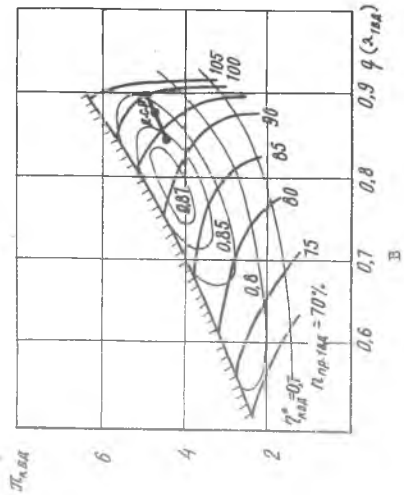




а

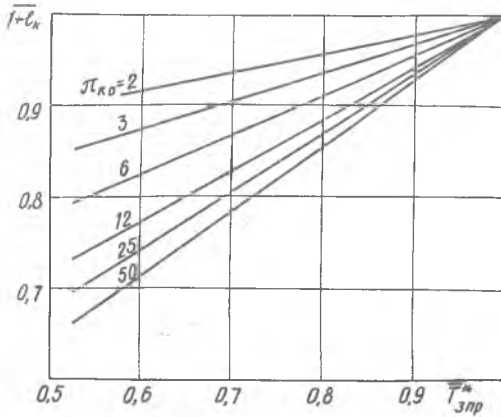


б

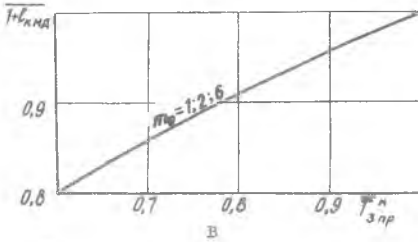
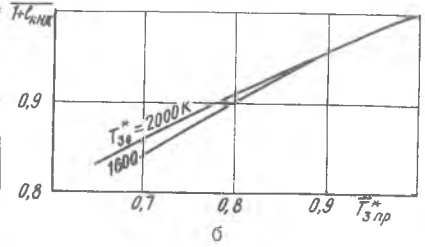
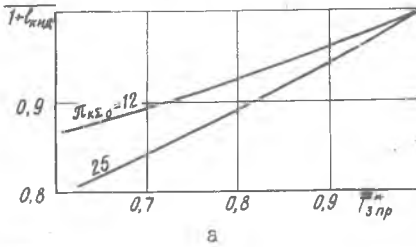


в

Р и с. 4.55. Сужение диапазона изменения  $\Pi_{пр}$  на трехкаскадном компрессоре ТРДД:  $\eta_{квд,0} = 0.5$ ,  $\eta_{квд,0} = 2.8$ ,  $\eta_{квд,0} = 1.8$ ,  $\Pi_{0} = 0$



Р и с.4.56. Универсальные зависимости величины  $(1+L_k)$ , определяющей изменение приведенной температуры воздуха за компрессором, от температуры  $T_{3пр}^*$



Р и с.4.57. Влияние  $\pi_{к\lambda 0}$ ,  $m_0$  и  $T_{30}^*$  при оптимальном  $\pi_{кнд 0}$  на функцию

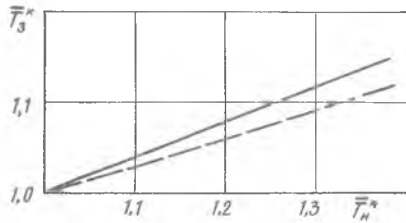
- $1+L_{кнд} = f(T_{3пр}^*)$ :
- а -  $\pi_{к\lambda 0} = 2, T_{30}^* = 1600\text{K}$ ;
  - б -  $\pi_{к\lambda 0} = 25, m_0 = 2$ ;
  - в -  $\pi_{к\lambda 0} = 25, T_{30}^* = 1600\text{K}$

Зависимости, показанные на рис.4.56 и 4.57, могут быть использованы для пересчета обобщенных характеристик, полученных для турбокомпрессора ВД (или одновального ТРД), на обобщенные характеристики многовальных ТРД и ТРДД. Например, с их помощью можно, на основании рис.4.34,а, получить закономерности изменения температуры  $T_3 = f(T_{3пр}^*)$  при  $\eta_{ВД} = \text{const}$

для двухвальных ТРД и ТРДД (рис. 4.58). Более пологое протекание температуры  $T_3^*$  по  $T_H^*$  в системе двухвального двигателя, регулируемого по закону  $\rho_{ВД} = \text{const}$ , является следствием сужения диапазона изменения величины  $\rho_{пр.ВД}$  (по сравнению с изменением  $\rho_{пр}$  на одновальном ТРД) при заданном изменении  $T_H^*$ .

Р и с. 4.58. Влияние компрессора НД на функцию  $T_3^* = \varphi(T_H^*)$ :

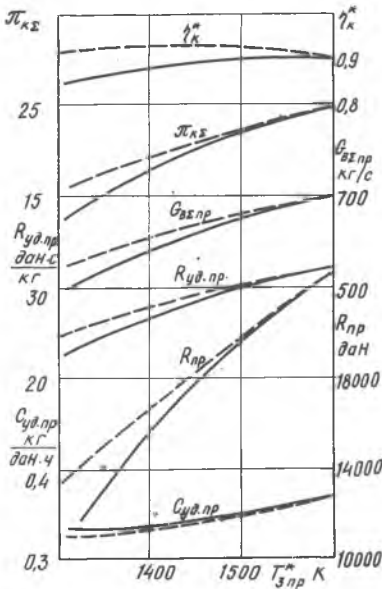
— одновальный ТРД,  $\rho = \text{const}$ ,  $\pi_{к0} = 12$ ;  
 --- двухвальный ТРДД,  $\rho_{ВД} = \text{const}$ ,  
 $\pi_{кВД0} = 12$ ,  $\pi_{кНД0} = 2,1$ ,  $m_0 = 2$



Сужение диапазона изменения величины  $\rho_{пр.ВД}$  (по сравнению с изменением  $\rho_{пр.пр}$ ) при работе двигателя на эксплуатационных режимах имеет практически важное значение: облегчается возможность обеспечения требуемых запасов устойчивости и максимального КПД компрессора ВД. Кроме того, в этом случае нет необходимости вводить в систему регулирования ограничение максимального значения приведенной частоты вращения роторов ВД и СД, достаточно ограничить максимальную приведенную частоту вращения ротора низкого давления.

Обобщенные характеристики многовального двигателя, построенные по  $T_3^*_{пр}$ , отличаются от характеристик двухвального двигателя при одинаковых параметрах цикла в исходной расчетной точке только вследствие отличия этих двигателей по изменению КПД компрессора. Поскольку суммарный КПД компрессоров ВД и СД для трехвального ТРДД выше, чем  $\eta_{кВД}^*$  для двухвального ТРДД, то при  $T_3^*_{пр} = \text{const}$  он обеспечивает более высокую степень повышения давления в этих компрессорах, а следовательно, и более высокую относительную плотность тока  $q(\lambda_{сД})$ . Поэтому на трехвальном двигателе снижается  $\Gamma$  и увеличивается  $\eta_{кнд}$ . Расход воздуха через основной контур увеличивается как вследствие увеличения  $q(\lambda_{сД})$ , так и вследствие увеличения давления перед компрессором СД. Соответственно увеличивается расход топлива. Суммарный расход воздуха через двигатель растет, несмотря на снижение степени двухконтурности. Увеличиваются скорости истечения из наружного и внутреннего контуров и удельная тяга.

В результате растет тяга двигателя и снижается удельный расход топлива. Например, при  $T_{3пр}^* = 1400$  К (рис. 4.59) тяга трехвального ТРДД на 5% превышает тягу двухвального, что является следствием различия этих двигателей по КПД указанных компрессоров на 3%.



Р и с. 4.59. Сравнение обобщенных характеристик ( $T_H^* = 288$  К,  $P_H^* = 101325$  Па) трехвального (—) и двухвального (---) ТРДД:

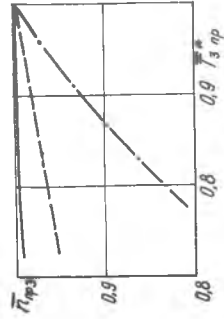
$T_{30}^* = 1600$  К,  $\pi_{к\sigma 0} = 25$ ,  $m_0 = 6$ ,  
 $\pi_{кнд 0} = 1,8$ ,  $G_{I0} = 100$  кг/с,  $M_0 = 0$

Рост  $Q(\lambda_{сд})$  означает уменьшение сопротивления за компрессором НД, что ведет к увеличению угла наклона линии совместной работы на характеристике этого компрессора и к соответствующему увеличению запасов устойчивой работы  $\Delta K_{чнд}$ . Таким образом, замена двухвального ТРДД на трехвальный сопровождается улучшением характеристик и увеличением запасов устойчивости не только компрессоров основного контура, но и компрессора НД.

Указанное отличие обобщенных характеристик трехвальных и двухвальных двигателей предопределяет и соответствующее различие высотно-скоростных характеристик этих двигателей, регулируемых по закону  $T_3^* = \text{const}$ .

Изменение скольжения роторов многовальных двигателей приводит к тому, что функция  $P_{пр.з} = f(T_{3пр}^*)$  для разных роторов протекает по-разному. Вследствие этого различной оказывается закономерность изменения температуры  $T_3^* = f(T_H^*)$  для двигателя, регулируемого по законам  $P_{вд} = \text{const}$ ,  $P_{сд} = \text{const}$  или  $P_{нд} = \text{const}$ . На

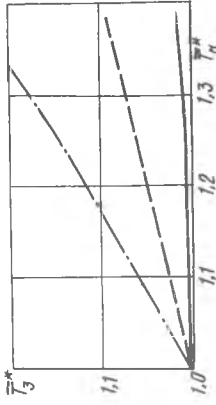
рис. 4.60 для примера приведены функции для трехвального ТРДД. Соответственно изменению температуры изменяется и тяга двигателя в зависимости от внешних условий (рис. 4.61). Регулирование по закону  $P_{сд} = \text{const}$ , и особенно по закону  $P_{нд} = \text{const}$ , обеспечивает менее значительное снижение тяги при увеличении  $T_H^*$



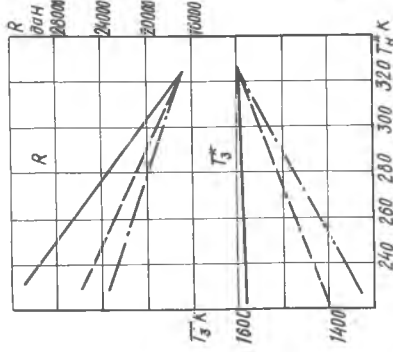
а

Р и с. 4.60. Зависимости  $\pi_{прз} = f(T_3^*)$  для роторов трехвального ТРДД (а) и закономерность изменения температуры  $T_3^* = f(\pi_{ВД})$  (б) при различных законах регулирования ( $\lambda_{кВД0} = 5$ ,  $\lambda_{кВД0} = 2,8$ ,  $\lambda_{кВД0} = 1,8$ ,  $m_0 = 6$ ): —  $\pi_{ВД} = \text{const}$ ; - - -  $\pi_{сД} = \text{const}$ ; — — —  $\pi_{сД} = \text{const}$ .

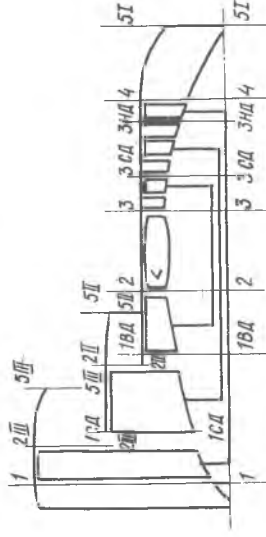
— — —  $\pi_{сД} = \text{const}$



б



Р и с. 4.61. Взлетные характеристики трехвального ТРДД ( $\lambda_{кВД0} = 5$ ,  $\lambda_{кВД0} = 2,8$ ,  $\lambda_{кВД0} = 1,8$ ,  $m_0 = 6$ ,  $V_{то} = 100 \text{ м/с}$ ,  $H = 0$ ,  $M_1 = 0$ ), регулируемого по различным законам: —  $\pi_{ВД} = \text{const}$ ; - - -  $\pi_{сД} = \text{const}$ ; — — —  $\pi_{сД} = \text{const}$ .



Р и с. 4.62. Схема трехвального турбореактивного двигателя

Сравнение трехвальных и двухвальных ТРДД сделано при постоянных параметрах рабочего процесса в исходной расчетной точке. В многовальных компрессорах реализуются, как правило, более высокие суммарные степени повышения давления. Это обуславливает дополнительное улучшение характеристик многовальных двигателей.

С дальнейшим увеличением суммарной степени повышения давления  $\pi_{k\Sigma 0}$ , а следовательно, и с повышением  $\pi_{k\Sigma D 0}$ , будут неизбежно возрастать затруднения, связанные с обеспечением устойчивой работы компрессора СД. Эти затруднения могут быть решены, как и для компрессора НД ТРДД, путем введения перепуска воздуха за этим компрессором, т.е. в схеме трехконтурного ТРД (рис. 4.62).

## ВЫВОДЫ

1. При изменении режима двигателя сопротивление за различными ступенями многоступенчатого компрессора ТРД изменяется неодинаково, что приводит к рассогласованию в их работе. Интенсивность изменения сопротивления за какой-либо ступенью при снижении  $T_{3,пр}^*$  увеличивается при увеличении в исходной расчетной точке степени повышения давления  $\pi_{k0}$  стоящих за ней ступеней. Поэтому угол наклона линии совместной работы на характеристике для каждой предыдущей ступени уменьшается, а на характеристике компрессора НД всегда меньше, чем на характеристике компрессора ВД, что затрудняет обеспечение запасов устойчивости компрессора НД.

2. Главной особенностью совместной работы узлов многовального ТРД является увеличение скольжения роторов при снижении приведенной температуры газа перед турбиной, а многовального ТРДД — увеличение, кроме того, степени двухконтурности ( $\lambda_{5кр} = 1$ ). Эти особенности приводят к повышению КПД и расширению диапазона устойчивой работы.

3. Характер изменения приведенных параметров в зависимости от величины  $T_{3,пр}^*$  (обобщенные характеристики), а следовательно, характер изменения тяги и удельного расхода топлива в зависимости от внешних условий (высотно-скоростные характеристики) на многовальных ТРД и ТРДД аналогичен характеру изменения соответствующих параметров на одновальном ТРД. Особенности характеристик этих двигателей заключаются в том, что на режимах пониженной  $T_{3,пр}^*$  многовальный ТРД имеет определенные преимущества перед одновальным по  $R$  и  $C_{40}$  благодаря скольжению роторов и увеличению КПД компрессора; соответственно отличаются харак-

теристики многовального и одновального ТРДД, а преимущества ТРДД по тяге по сравнению с многовальным ТРД снижаются на этих режимах (и тем значительнее, чем больше степень двухконтурности  $\Pi_0$ ) вследствие уменьшения расхода воздуха через основной контур и соответствующего уменьшения расхода топлива.

4. Параметры рабочего процесса в исходной расчетной точке ( $T_{30}^*$ ,  $\mathcal{A}_{k\kappa_0}$ ,  $\mathcal{A}_{k\text{нд}0}$  и  $\Pi_0$ ) оказывают значительное влияние не только на удельные параметры в этой точке, но и на закономерности совместной работы узлов и протекание характеристик двигателя. Увеличению запасов устойчивости компрессора при низких  $\Pi_{\text{пр}}$  способствует уменьшение  $\mathcal{A}_{k\kappa_0}$ , а  $\Delta K_{\text{чнд}}$  на этих режимах, кроме того, увеличивается за счет увеличения  $\Pi_0$ ; уменьшение  $\mathcal{A}_{k\text{нд}0}$  при  $\mathcal{A}_{k\kappa_0} = \text{const}$  ведет к увеличению  $\Delta K_{\text{чнд}}$  и снижению  $\Delta K_{\text{чвд}}$ . Уменьшению угла наклона кривой  $R_{\text{пр}} = \varphi(T_{3\text{пр}}^*)$ , а следовательно, увеличению тяги в условиях работы с высокими  $T_{\text{н}}^*$  при одинаковой тяге на взлетном режиме и регулировании двигателя по закону  $T_3^* = \text{const}$ , способствует увеличение  $T_{30}^*$ , а также снижение  $\mathcal{A}_{k\kappa_0}$  и  $\Pi_0$ . Уменьшению угла наклона функции  $G_{\text{взпр}} = \varphi(T_{3\text{пр}}^*)$ , а следовательно, увеличению в условиях работы при высоких  $T_{\text{н}}^*$  суммарного расхода воздуха через многовальное ТРДД относительно его значения на взлетном режиме, способствует снижение  $\mathcal{A}_{k\kappa_0}$  и увеличение  $\Pi_0$ .

5. Многовальные, с нерегулируемыми проходными сечениями, ТРД и ТРДД являются двигателями с одним регулирующим фактором. Влияние закона регулирования на особенности протекания тяги для этих двигателей по существу сводится к изменению функции  $T_3^* = \varphi(T_{\text{н}}^*)$  и соответствующему влиянию температуры  $T_3^*$  на тягу. При регулировании рассматриваемых двигателей по закону  $\Pi_{\text{вд}} = \text{const}$  закономерности изменения температуры  $T_3^*$  качественно не отличаются от закономерности изменения ее для одновального ТРД. При регулировании по законам  $\Pi_{\text{нд}} = \text{const}$  или  $\Pi_{\text{сд}} = \text{const}$  температура  $T_3^*$  увеличивается с ростом  $T_{\text{н}}^*$  и тем значительнее, чем меньше соответственно  $\mathcal{A}_{k\text{нд}0}$  (выше  $\Pi_0$ ) или  $\mathcal{A}_{k\text{сд}0}$  (выше  $\mathcal{A}_{k\text{вд}0}$ ) при  $\mathcal{A}_{k\kappa_0} = \text{const}$ , или, чем больше  $\mathcal{A}_{k\kappa_0}$ .

6. Главной особенностью двухвального ТРДД со смещением потоков является увеличение коэффициента скорости  $\lambda_{\text{II}}$  в сечении на выходе из наружного контура и уменьшение  $\lambda_{\text{I}}$  при снижении приведенной температуры газа перед турбиной (на режимах  $\lambda_{5\text{кр}} = 1$ ), что ведет к более интенсивному увеличению степени двухконтурности и скольжения роторов, к увеличению запасов устойчивости компрессора НД и незначительному уменьшению запасов устойчивости компрессора ВД. Закономер-

ности совместной работы узлов этого двигателя зависят не только от параметров рабочего процесса в исходной расчетной точке ( $\eta_{кис0}$ ,  $\eta_{кис}$  и  $M_0$ ), но и от величины  $\lambda_{\Pi 0}$ . С уменьшением  $\lambda_{\Pi 0}$  запасы устойчивости вентилятора увеличиваются при пониженных значениях приведенной частоты вращения ротора.

7. Анализ совместной работы узлов и расчет обобщенных характеристик многовальных двигателей целесообразно начинать с турбокомпрессора ВД, который в газодинамическом отношении представляет собой одновальный ТРД. Затем следует перейти к турбокомпрессору среднего давления, который в газодинамическом отношении представляет собой турбокомпрессор НД двухвального ТРД. Основные закономерности, полученные для турбокомпрессоров одновального и двухвального ТРД, остаются справедливыми и для случая их работы в системе многовальных ТРД или ТРДД; сужается только диапазон изменения приведенной частоты вращения ротора на характеристике каждого последующего каскада компрессора, соответствующий заданному диапазону изменения  $\lambda_{НД,пр}$  на характеристике компрессора НД.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каковы общие закономерности совместной работы узлов (турбин ВД, НД и сопла; турбокомпрессоров ВД и НД) многовальных ТРДД (ТРД) и одновального ТРД?
2. Докажите, что при  $\lambda_{5,кр} = 1$  (или при  $M_{\Pi} = \text{const}$  для  $\lambda_{5,кр} < 1$ ) существует однозначная связь между положениями рабочих точек на характеристиках компрессоров ВД и НД.
3. Как и почему отличаются углы наклона линий совместной работы на характеристиках компрессоров ВД, СД и НД многовального ТРД?
4. Каковы главные особенности совместной работы узлов многовальных ТРД и ТРДД и чем они объясняются? Как эти особенности влияют на запасы устойчивой работы компрессора?
5. Как и почему углы наклона линий совместной работы на характеристиках компрессоров НД ТРДД (с передним и задним расположением компрессора наружного контура) отличаются от угла наклона этой линии на характеристике компрессора ВД, а также НД ТРД?
6. Проанализируйте влияние числа  $M_{\Pi}$  на положение линий совместной работы на характеристиках компрессоров ВД и НД двухвальных ТРД и ТРДД.
7. Каковы основные особенности методики расчета характеристик многовального ТРДД (ТРД)?

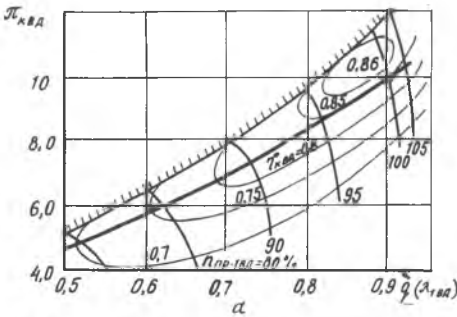


9. Составьте методику расчета высотно-скоростных характеристик двухвального ТРДД (ТРД).
10. Как и почему отличаются обобщенные характеристики:
- а) многовального ТРД от одновального;
  - б) многовального ТРДД от многовального ТРД?
11. Как и почему при  $T_3^* = \text{const}$  отличаются взлетные (а также высотные) характеристики:
- а) многовального ТРД от одновального;
  - б) многовального ТРДД от многовального ТРД?
12. Как и почему при  $T_3^* = \text{const}$  отличаются скоростные характеристики:
- а) многовального ТРД от одновального;
  - б) многовального ТРДД от многовального ТРД?
13. Какое влияние оказывает величина  $T_{30}^*$  на закономерности совместной работы узлов, на запасы устойчивой работы, обобщенные и высотно-скоростные характеристики двухвальных ТРД и ТРДД?
14. Какое влияние оказывает величина  $\bar{A}_{\kappa\Sigma 0}$  на закономерности совместной работы узлов, на запасы устойчивой работы, обобщенные и высотно-скоростные характеристики двухвальных ТРД и ТРДД?
15. Какое влияние оказывает величина  $M_0$  на закономерности совместной работы узлов, на запасы устойчивой работы, обобщенные и высотно-скоростные характеристики двухвальных ТРДД?
16. Какое влияние оказывает величина  $\bar{A}_{\kappa\text{нд}0}$  на закономерности совместной работы узлов, на запасы устойчивой работы и характеристики двухвальных ТРД и ТРДД?
17. Каким образом различные законы регулирования влияют на характеристики многовальных, с неизменными проходными сечениями, ТРД и ТРДД?
18. Как изменяется функция  $T_3^* = \varphi(T_n^*)$  при регулировании многовальных ТРД и ТРДД по законам  $n_{вд} = \text{const}$ ,  $n_{нд} = \text{const}$  и  $n_{сд} = \text{const}$ ? Как эта функция зависит от параметров рабочего процесса?
19. Чем отличаются скоростные и взлетные характеристики многовальных ТРД и ТРДД, регулируемых по законам  $n_{нд} = \text{const}$ ,  $n_{сд} = \text{const}$ ,  $n_{вд} = \text{const}$  и  $T_3^* = \text{const}$ ?
20. Каковы особенности совместной работы узлов и характеристик ТРДД со смешением потоков?
21. Каковы особенности влияния параметров рабочего процесса  $\bar{A}_{\kappa\text{вд}0}$ ,  $\bar{A}_{\kappa\text{нд}0}$ ,  $M_0$  и  $\bar{A}_{\Pi 0}$  на закономерности совместной работы узлов, запасы устойчивой работы и обобщенные характеристики ТРДД со смешением потоков?

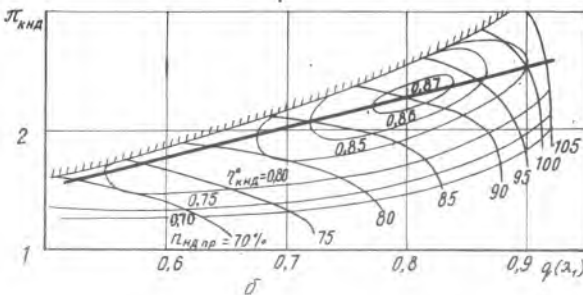
22. Каковы особенности расчета характеристик двухвального ТРДД со смешением потоков? Изложите последовательность расчета обобщенных характеристик двигателя такой схемы.
23. Как отличаются диапазоны изменения приведенной частоты вращения роторов на характеристиках компрессоров НД, СД и ВД при работе двигателя на основных режимах?
24. Каковы преимущества многовальных ТРДД (ТРД) по сравнению с одновальными и чем они объясняются?

З А Д А Ч И

1. На характеристику компрессора ВД (рис. 2, а) двухвального ТРД нанести линии  $T_{3прВД}^* = 800, 1000$  и  $1200$  К, если  $F_{ВД} = 0,14 \text{ м}^2$ ,  $G_{прЗ} = 13 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ,  $G_{КС} = 0,96$  и  $\psi_{ВДЗ} = 0,97$ .
2. На характеристику компрессора ВД (рис. 4.63, а) двухвального ТРДД нанести линию совместной работы для елучая  $\lambda_{5кр} = 1$ , если на одном из режимов  $\pi_{квд} = 9$  и  $q(\lambda_{ВД}) = 0,88$ . Величины  $G_{КС}$ ,  $\psi_{ВДЗ}$  и  $\Gamma_{мВД}$  предполагаются постоянными.
3. Заданы параметры газа на входе в турбину ВД:



$G_{гЗ} = 142 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $P_3 = 24 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $T_3^* = 2000 \text{ К}$ ,  
 величины, характеризующие сопловой аппарат турбины НД:  
 $F_{санд} = 0,148 \text{ м}^2$ ;  $\lambda_{санд} = 1$ ;  $G_{санд} = 0,97$   
 и приведенный расход газа на входе в сопло  $G_{пр.4} = 94,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ .  
 Определить степень понижения давления в турбинах ВД и НД, если  $\Gamma_{тВД}^* = \Gamma_{тНД}^* = 0,9$ . Изменением массы газа по тракту турбины пренебречь.



Р и с. 4.63. Характеристики компрессоров ВД (а) и НД (б)

4. При работе ТРДД  $T_3^* = 1600 \text{ K}$ ;  $\pi_{\text{кнд}} = 2,5$  и  $m = 2$ . Чему будет равна степень повышения давления  $\pi_{\text{кнд}}$ , если при снижении температуры  $T_3^*$  до  $1100 \text{ K}$  степень двухконтурности увеличивается до  $m = 3,2$ ? Истечение из сопел - сверхкритическое, коэффициенты потерь и КПД узлов - постоянные.

5. Определить степень повышения давления компрессора ВД, если известны следующие величины ТРДД в САУ на земле при  $M_{\text{п}} = 0$ :

$$L_{\text{ТВД}} = 407 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}; L_{\text{ТНД}} = 270 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}; m = 1; \eta_{\text{м}} = 0,99;$$

$$\nu = 0,97; \eta_{\text{квд}}^* = 0,85.$$

6. На одном из режимов работы ТРДД  $\pi_{\text{квд}} = 7$ ;  $q(\lambda_{\text{ВД}}) = 0,85$ ;  $m = 1$  и  $\eta = 0,9$ . Как изменится степень двухконтурности и отношение давлений  $\eta$ , если при сверхкритическом истечении из сопел, постоянных КПД и коэффициентах потерь величина  $\pi_{\text{квд}}$  снизилась до 5?

7. На одном из режимов работы ТРДД  $T_{3\text{прВД}}^* = 1300 \text{ K}$ ;  $\pi_{\text{квд}} = 7$ ;  $q(\lambda_{\text{ВД}}) = 0,9$ ;  $\pi_{\text{кнд}} = 3,5$  и  $m = 2$ . Как изменится степень повышения давления  $\pi_{\text{кнд}}$  при снижении температуры  $T_{3\text{прВД}}^*$  до  $1100 \text{ K}$ ? истечение из сопел - сверхкритическое. Коэффициенты потерь и КПД узлов - постоянные,  $\eta_{\text{кнд}}^* = 0,87$ .

8. В САУ на земле при  $M_{\text{п}} = 0$  заданы параметры компрессора ВД:  $\pi_{\text{квд}} = 7,5$ ;  $q(\lambda_{\text{ВД}}) = 0,9$ ;  $\eta_{\text{квд}}^* = 0,86$ . Определить величины  $\pi_{\text{кнд}}$  и  $q(\lambda_1)$ , характеризующие положение соответствующей рабочей точки на характеристике компрессора НД, и суммарный расход воздуха через ТРДД, если  $L_{\text{кнд}}/L_{\text{квд}} = 0,355$ ;

$$\eta_{\text{кнд}}^* = 0,85; m = 1; F_{\text{ВД}} = 0,23 \text{ м}^2; F_1 = 1,25 \text{ м}^2 \text{ и } \phi_{\text{вх}} = 1.$$

9. Определить расход топлива в САУ на земле при  $M_{\text{п}} = 0$ , если известны следующие величины, характеризующие ТРДД:

$$T_3^* = 2000 \text{ K}; q(\lambda_{\text{ВД}}) = 0,87; F_{\text{савд}} = 0,0413 \text{ м}^2; F_{\text{санд}} = 0,0887 \text{ м}^2;$$

$$F_{5\text{Iкр}} = 0,246 \text{ м}^2; F_{5\text{IIкр}} = 0,271 \text{ м}^2; F_{\text{ВД}} = 0,143 \text{ м}^2; \eta_{\text{кнд}}^* = 0,87;$$

$$\eta_{\text{ТНД}}^* = \eta_{\text{ТВД}}^* = 0,91; \eta_{\text{мнд}} = \eta_{\text{мвд}} = 0,99; \eta_{\text{кс}} = 0,98;$$

$$\phi_{\text{савд}} = \phi_{\text{санд}} = \phi_{\text{сI}} = \phi_{\text{сII}} = \phi_{\text{кан}} = 0,97; \phi_{\text{вх}} = 0,99.$$

Истечение из сопел и сопловых аппаратов - сверхкритическое.

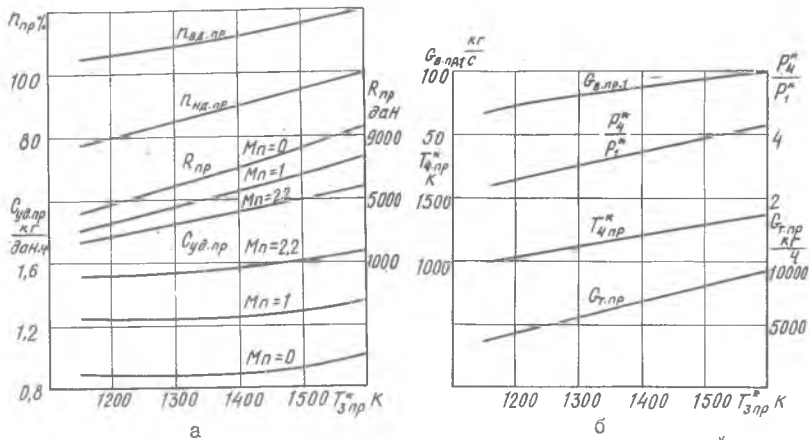
Изменением массы рабочего тела по тракту двигателя пренебречь.

10. На одном из режимов работы ТРДД положение рабочих точек на характеристиках компрессоров ВД (рис. 4.63, а) и НД (рис. 4.63, б) задано величинами  $\pi_{\text{квд}} = 9,5$ ;  $q(\lambda_{\text{ВД}}) = 0,87$ ;  $\pi_{\text{кнд}} = 2,4$ ;  $q(\lambda_1) = 0,9$ .

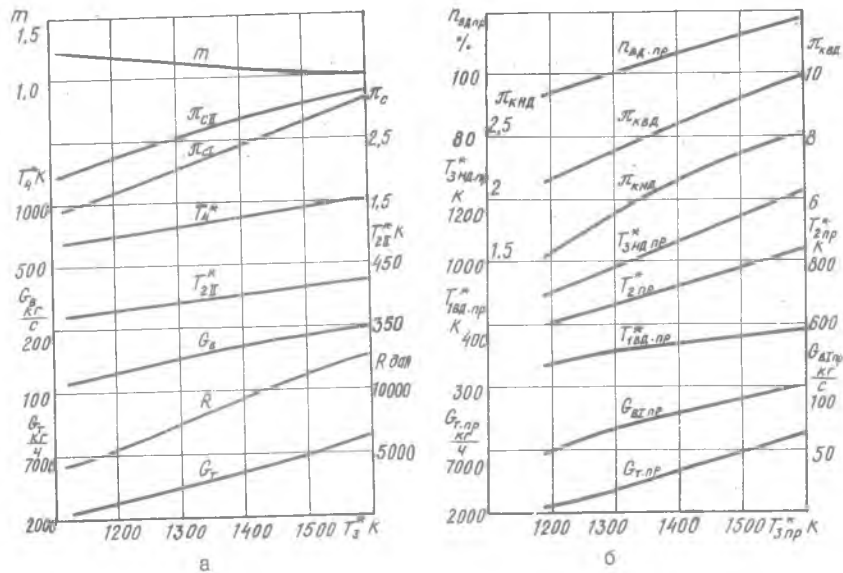
Нанести линии совместной работы на характеристики компрессоров, если истечение из сопел-сверхкритическое, КПД турбин и коэффициенты потерь - постоянны, площади проходных сечений на входе в компрессоры НД и ВД равны  $F_1 = 1,5 \text{ м}^2$ ;  $F_{ВД} = 0,235 \text{ м}^2$ .

- II. Заданы характеристики компрессоров ВД и НД ТРДД с линиями совместной работы (рис. 4.63), соответствующими сверхкритическому истечению газа из сопел. Найти зависимость  $\rho_{ВД}/\rho_{НД} = f(T_{3,пр}^*)$  в диапазоне  $T_{3,пр}^* = 1600 - 1200 \text{ К}$ , если при  $T_{3,0}^* = 1600 \text{ К}$  частоты вращения роторов  $\rho_{НД,пр0} = 100\%$ ,  $\rho_{пр.ВД,0} = 100\%$  и степень двухконтурности  $M_0 = 2$ .
- 12\*. Рассчитать обобщенные характеристики ТРДД для  $M_0 = 0$ , в том числе зависимости  $R_{пр}$  и  $C_{уд,пр}$  от  $T_{3,пр}^*$ , если даны характеристики компрессоров (рис. 4.63, а, б без линий совместной работы) и приведены некоторые результаты термогазодинамического расчета исходной точки в САУ на земле при  $M_0 = 0$ :  $T_3^* = 1600 \text{ К}$ ;  
 $\lambda_{ТВД} = 3,28$ ;  $\lambda_{ТНД} = 2,94$ ;  $m = 2$ ;  $G_{ВЗ} = 195 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $\rho_{НД,пр} = 100\%$ ;  $\rho_{пр.ВД} = 100\%$ ;  
 $\gamma_{ТНД}^* = \gamma_{ТВД}^* = 0,92$ ;  $\gamma_{КС} = 0,98$ ;  $\gamma_{МНД} = \gamma_{МВД} = 0,99$ ;  
 $\psi_{С1} = \psi_{С2} = 0,98$ ;  $\psi_{ОХЛ} = 0,94$ ;  $\psi_{1-ЗНД} = \psi_{ВД-З} = 0,965$ ;  
 $\sigma_{К.С} = 0,96$ ;  $\sigma_{КАН} = 0,97$ ;  $\sigma_{ВХ} = 1$ .
13. По обобщенным характеристикам (рис. 4.64, а) определить тягу и удельный расход топлива при работе двухвального ТРД на номинальном режиме в условиях  $H = 11 \text{ км}$ ,  $M_0 = 1$ , а также в САУ на уровне моря при  $M_0 = 0$ . Режим работы задан следующими законами регулирования: а -  $T_3^* = 1400 \text{ К}$ ; б -  $\rho_{ВД} = 112\%$ ; в -  $\rho_{НД} = 90\%$ .
14. Обобщенные характеристики двухвального ТРД заданы как зависимости величин  $G_{В,пр.1}$ ,  $G_{Т,пр}$ ,  $T_{4,пр}^*$  и  $P_4^*/P_1^*$  от температуры  $T_{3,пр}^*$  (рис. 4.64, б). Определить  $R$  и  $C_{уд}$  в условиях  $H = 11 \text{ км}$ ,  $M_0 = 2$  при: а -  $T_4^* = 1355 \text{ К}$ ; б -  $G_{Т} = 7650 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ , если  $\sigma_{ВХ} = 0,9$  и  $\psi_{С} = 0,98$ . Предполагается полное расширение газа в сопле и сверхкритическое истечение.
- 15\*. Пересчитать дроссельную характеристику двухвального ТРДД из стандартных условий ( $H=0$ ,  $M_0 = 0$ , САУ, рис. 4.65, а) в высотные ( $H=11 \text{ км}$ ,  $M_0 = 0,9$ ) и определить в этих условиях удельный расход топлива при сверхкритическом истечении газа из реактивных сопел, полном расширении его, неизменном значении  $\sigma_{ВХ} = 1$  и  $\psi_{С1} = \psi_{С2} = 0,98$ .

\* Звездочкой отмечены задачи повышенной сложности.

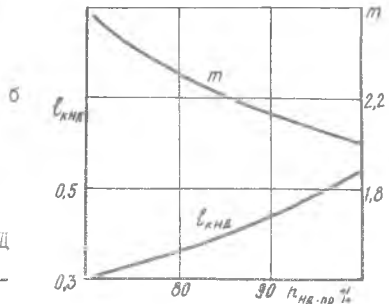
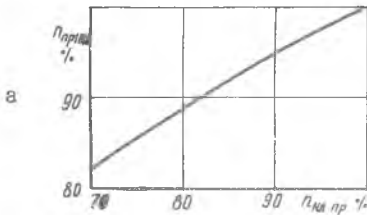


Р и с. 4.64. Обобщенные характеристики двухвального ТРД ( $T_H^* = 288\text{К}$ ,  $P_H^* = 101325\text{Па}$ ,  $L_{5kp} = 1$ )



Р и с. 4.65. Характеристики двухвального ТРДД при  $L_{5kp} = 1$  и  $L_{5npk} = 1$ :  
 а - дроссельная характеристика ( $n = 0$ ,  $M_n = 0$ ,  $P_H^* = 101325\text{Па}$ );  
 б - обобщенные характеристики ( $T_H^* = 288\text{К}$ ,  $P_H^* = 101325\text{Па}$ )

- 16.\* Заданы обобщенные характеристики двухвального ТРДД ( $\lambda_{5кр}=1$ ), в том числе, зависимости параметров  $\eta_{кнд}$ ;  $T_{вд.пр}^*$ ;  $\eta_{квд}$ ;  $T_{з.пр}^*$ ;  $G_{т.пр}$ ;  $G_{в.пр}$ ;  $G_{в.пр}$ ;  $T_{знд.пр}^*$ ;  $n_{вд.пр}$  от температуры  $T_{з.пр}^*$  (рис.4.65,б). На базе турбокомпрессора ВД этого ТРДД создан ТРД, у которого площадь критического сечения сопла равна площади минимального сечения соплового аппарата турбины НД ТРДД. Пересчитать обобщенные характеристики ТРДД на обобщенные характеристики созданного ТРД (при  $M_{п} = 0$ ), в частности, построить зависимости  $G_{т.пр}$ ;  $G_{в.пр}$ ;  $\eta_{с}$ ;  $T_{4.пр}^*$ ;  $n_{пр}$ ;  $\eta_{к}$  от температуры  $T_{з.пр}^*$ , если  $\eta_{твд} = 0,91$  и для обоих двигателей  $G_{вх} = 1$ ,  $G_{кс} = 0,96$ ,  $\eta_{т} = 0,91$ .
17. Определить зависимости  $\bar{n}_{нд.пр.з} = \varphi(\bar{T}_{з.пр}^*)$  и  $\bar{n}_{вд.пр.з} = \varphi(\bar{T}_{з.пр}^*)$  в диапазоне  $\bar{T}_{з.пр}^*$  от 1 до 0,6 для двухвального ТРДД, если заданы характеристики компрессоров ВД и НД с линиями совместной работы (рис.4.63,а,б) связь приведенных частот вращения роторов  $n_{пр.вд} = \varphi(n_{нд.пр})$ , см.рис.4.66,а,и известно, что при  $T_{з0}^* = 1700$  К  $n_{пр.вд} = 100\%$ ;  $n_{нд.пр} = 100\%$ .
18. Определить зависимость  $T_{з}^* = \varphi(T_{н}^*)$  в диапазоне изменения  $T_{н}^*$  от 288 до 500 К при регулировании многовального ГТД по закону  $n_{нд} = 100\% = \text{const}$ , если при  $T_{з0}^* = 1600$  К имеем  $n_{нд0} = 100\%$  и заданы:
- а)  $\bar{n}_{нд.пр} = \varphi(\bar{T}_{з.пр}^*)$ , см.рис.4.5,б;
  - б)  $\bar{n}_{нд.пр.з} = \varphi(\bar{T}_{з.пр}^*)$ , см. соответствующую пунктирную кривую на рис.4.32;
  - в)  $\bar{L}_{кнд.пр} = \varphi(n_{нд.пр})$  для ТРД с  $\lambda_{5кр} = 1$  (см. соответствующую кривую на рис.4.3);
  - г)  $L_{кнд} = \varphi(n_{нд.пр})$  и  $m = \varphi(n_{нд.пр})$  для ТРДД с  $\lambda_{5кр} = 1$  (см.рис.4.66,б)



Р и с.4.66. Зависимости для ТРДД с критическим течением газа в минимальных сечениях сопел: а -  $n_{пр.вд} = \varphi(n_{нд.пр})$ ; б -  $L_{кнд}$ ;  $m = \varphi(n_{нд.пр})$

19. Даны закономерности  $\bar{n}_{ВД,прз} = f(\bar{T}_{3,пр}^*)$  для  $\eta_{кВД} = 0,9$ ,  $\lambda_{в,кр} = 1$  (рис.4.34,а) и известно, что  $T_{30}^* = 1600$  К. Определить зависимость  $T_3^* = f(T_H^*)$  в диапазоне изменения  $T_H^*$  от 288 до 400 К для следующих случаев:

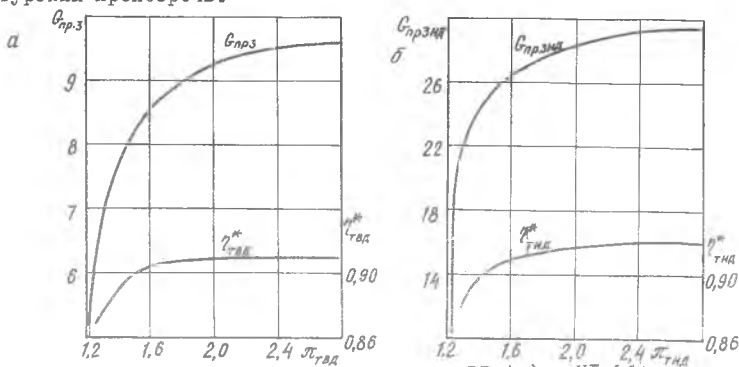
а) при регулировании двухвального ТРД по закону  $n_{ВД} = 115\% = \text{const}$ , если  $\eta_{кВД} = 6$ ;  $\eta_{кНД} = 2,35$ ;  $\eta_{кНД}^* = 0,86$  и  $n_{ВД0} = 115\%$ ;

б) при регулировании одновального ТРД по закону  $n = 100\% = \text{const}$ , если  $\eta_{к0} = 10$ ,  $n_0 = 100\%$ ;

в) при регулировании двухвального ТРД по закону  $n_{ВД} = 115\% = \text{const}$ , если  $\eta_{кВД} = 6$ ;  $\eta_{кНД} = 0,32$ ;  $n_{ВД0} = 115\%$  и задана зависимость  $(1 + \eta_{кНД}) = f(\bar{T}_{3,пр}^*)$ , см. рис. 4.57,а для  $\eta_{к\sum 0} = 25$  и  $m_0 = 2$ .

20. Определить, как изменяются коэффициенты скорости на выходе из наружного  $\lambda_{II}$  и внутреннего  $\lambda_I$  контуров (на входе в цилиндрическую камеру смешения) ТРДД при снижении температуры  $T_{3,пр}^*$  от 1600 до 1285 К, если при этом  $\eta_{кВД}$  уменьшается от 9,85 до 7,9;  $\eta_{Т\Sigma}$  - от 9,68 до 8,42, а при  $T_{30}^* = 1600$  К  $\lambda_{II0} = 0,5$ ? Истечение из сопла - сверхкритическое,  $F_{II}/F_I = 1,22$  и  $\sigma_{кс} = 0,96$ . Изменением статического давления по длине камеры смешения пренебречь.

21. Определить зависимости степеней понижения давления в турбинах ВД и НД ТРДД со смешением потоков от относительной плотности тока в сечении I-I на выходе из внутреннего контура  $\eta_{ТВД} = f[q(\lambda_I)]$  и  $\eta_{ТНД} = f[q(\lambda_I)]$  для характеристик турбин, показанных на рис.4.67, если  $F_I = 0,445$  м<sup>2</sup>. Изменением массы рабочего тела по тракту турбины пренебречь.



Р и с.4.67. Характеристики турбин ВД (а) и НД (б)

22. Заданы параметры на выходе из наружного и внутреннего контуров ТРДД:  $P_{\Pi}^* = 257500 \text{ Па}$ ;  $T_{2\Pi}^* = 392 \text{ К}$ ;  $G_{\Pi} = 200 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $\lambda_{\Pi} = 0,5$ ;  
 $P_{\text{I}}^* = 249000 \text{ Па}$ ;  $T_{\text{I}}^* = 967 \text{ К}$ ;  $G_{\text{I}} = 100 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ,

а также коэффициент потерь скорости в реактивных соплах  $\varphi_{\text{с}} = 0,98$   
 Определить тягу ТРДД с цилиндрической камерой смешения и ТРДД с  
 раздельным истечением потоков для случая работы двигателей в САУ  
 на земле при  $M_{\Pi} = 0$ . Изменением массы рабочего тела по тракту  
 двигателя пренебречь.

23. Построить закономерности  $\overline{\pi}_{\text{к}} = \varphi[\overline{q}(\lambda_1)]$ , характеризующие наклон  
 линий совместной работы на характеристиках ВД, СД и НД трехваль-  
 ного ТРД с  $\lambda_{5\text{кр}} = 1$ , используя универсальные зависимости  $\overline{\pi}_{\text{квд}} =$   
 $= \varphi(T_{3,\text{пр.вд}}^*)$  и  $\overline{q}(\lambda_{\text{вд}}) = \varphi(T_{3,\text{пр.вд}}^*)$ , см. рис. 4.15а. Степени  
 повышения давления в исходной расчетной точке  $\overline{\pi}_{\text{кнд}_0} = \overline{\pi}_{\text{ксд}_0} = \overline{\pi}_{\text{квд}_0} = 3$ .  
 Изменением КПД компрессоров пренебречь.

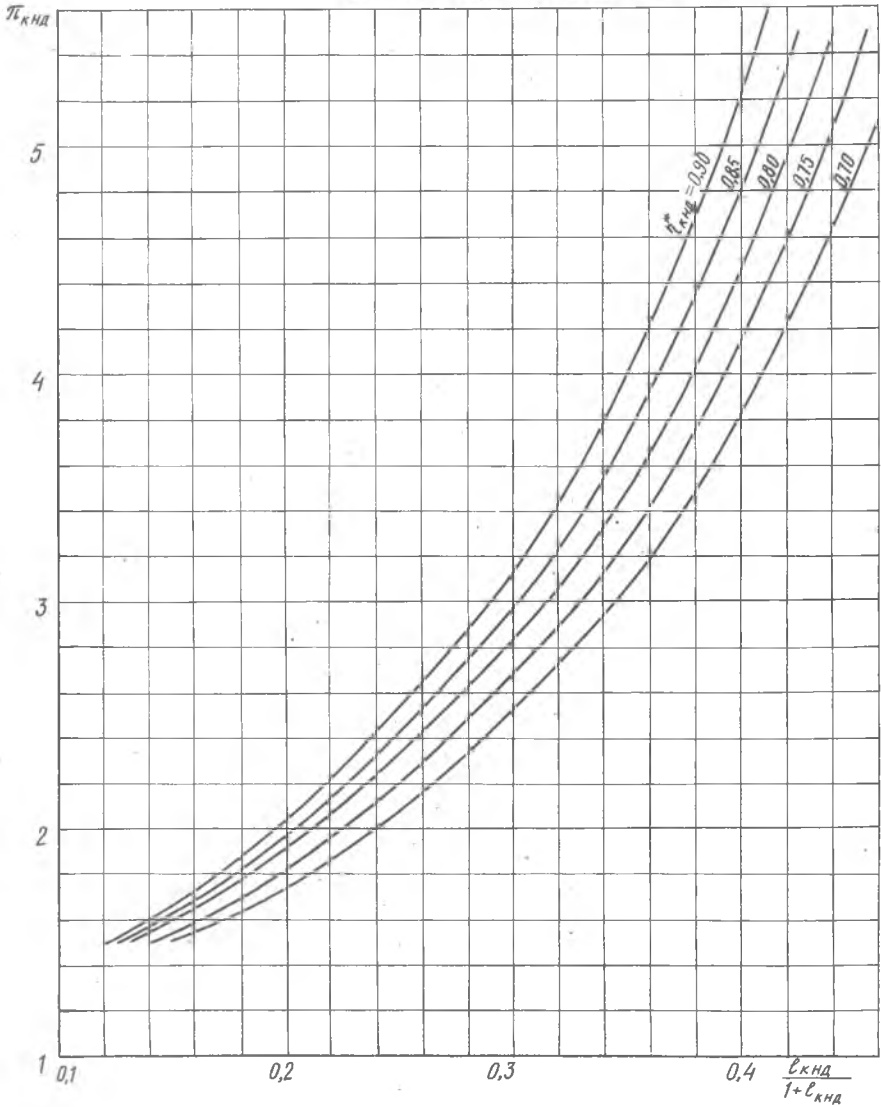
24. Рассчитать зависимость тяги  $R_{\text{пр}}$  от температуры  $T_{3,\text{пр}}^*$  в САУ  
 на земле при  $M_{\Pi} = 0$  для трехвального ТРД с  $\lambda_{5\text{кр}} = 1$ , исполь-  
 зуя универсальные закономерности  $\overline{\pi}_{\text{к}} = \varphi(T_{3,\text{пр}}^*)$  и  $\overline{q}(\lambda_1) = \varphi(T_{3,\text{пр}}^*)$ ,  
 см. рис. 4.15,а, если  $T_{3_0}^* = 1600 \text{ К}$ ;  $\pi_{\text{к}_{\Sigma 0}} = 12$ ;  $T_{4_0}^* = 1375 \text{ К}$ ;  $q(\lambda_{10}) = 0,9$ ;  
 $\overline{\pi}_{\text{с}_0} = 4,3$ ;  $F_1 = 0,553 \text{ м}^2$ ;  $\sigma_{\text{вх}} = 1$ ;  $\varphi_{\text{с}} = 0,98$ .

Изменением массы рабочего тела по тракту двигателя пренебречь.



Приложение I. Номограмма для определения

функции  $\pi_{кнд} = f\left(\frac{\epsilon_{кнд}}{1+\epsilon_{кнд}}, \gamma_{кнд}^*$



Приложение 2

ОТВЕТЫ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

3.  $\mathcal{P}_{\text{ТВД}} = 2,25$ ,  $\mathcal{P}_{\text{ТНД}} = 3,15$ . 4.  $\mathcal{P}_{\text{КНД}} = 1,61$ .
5.  $\mathcal{P}_{\text{КВД}} = 7,7$ . 6.  $m = 1,24$ ,  $\eta = 1,26$ . 7.  $\mathcal{P}_{\text{КНД}} = 2,5$ .
8.  $\mathcal{P}_{\text{КНД}} = 3,27$ ,  $q(\lambda_1) = 0,892$ ,  $G_{\text{вз}} = 270 \text{ кг/с}$ .
9.  $G_{\text{Т}} = 3,28 \text{ кг/с}$ .
10. При  $q(\lambda_{\text{ВД}}) = 0,6$  имеем  $\mathcal{P}_{\text{КВД}} = 6$ ,  $q(\lambda_1) = 0,59$  и  $\mathcal{P}_{\text{КНД}} = 1,65$ .
11. При  $T_{\text{зпр}}^* = 1600 \text{ К}$   $n_{\text{ВД}}/n_{\text{НД}} = 1,16$ , а при  $T_{\text{зпр}}^* = 1200 \text{ К}$   $n_{\text{ВД}}/n_{\text{НД}} = 1,28$ .
12. При  $T_{\text{зпр}}^* = 1600 \text{ К}$  имеем  $R_{\text{пр}} = 9200 \text{ дан}$ ,  $C_{\text{удпр}} = 0,57 \text{ кг/дан.ч}$ .
13. При  $n = 11 \text{ км}$ ,  $M_{\text{п}} = 1$   $R = 2970 \text{ дан}$ ,  $C_{\text{уд}} = 1,25 \text{ кг/дан.ч}$ .
14.  $R = 6440 \text{ дан}$ ,  $C_{\text{уд}} = 1,19 \text{ кг/дан.ч}$ .
15. При  $T_{\text{з}}^* = 1400$  и  $1200 \text{ К}$  имеем соответственно  $C_{\text{уд}} = 0,93$  и  $0,86 \text{ кг/дан.ч}$ .
16. В частности, при  $T_{\text{зпр}}^* = 1180 \text{ К}$  получим:  $G_{\text{Тпр}} = 2840 \text{ кг/ч}$ ,  $G_{\text{впр}} = 46,5 \text{ кг/с}$ ,  $\mathcal{P}_{\text{с}} = 2,87$ ,  $T_{\text{4пр}}^* = 905 \text{ К}$ ,  $n_{\text{пр}} = 105\%$ ,  $\mathcal{P}_{\text{к}} = 9,9$ .
17. При  $T_{\text{зпр}}^* = 0,8$   $\bar{n}_{\text{НДпрз}} = 0,825$  и  $\bar{n}_{\text{ВДпрз}} = 0,935$ .
18. При  $T_{\text{н}}^* = 500 \text{ К}$  имеем: а)  $T_{\text{з}}^* = 1920 \text{ К}$ , б)  $T_{\text{з}}^* = 1880 \text{ К}$ , в)  $T_{\text{з}}^* = 1920 \text{ К}$ , г)  $T_{\text{з}}^* = 2000 \text{ К}$ .
19. При  $T_{\text{н}}^* = 400 \text{ К}$  имеем: а)  $T_{\text{з}}^* = 1660 \text{ К}$ , б)  $T_{\text{з}}^* = 1890 \text{ К}$ . в)  $T_{\text{з}}^* = 1660 \text{ К}$ .
20. При  $T_{\text{зпр}}^* = 1285 \text{ К}$   $\lambda_{\text{I}} = 0,37$  и  $\lambda_{\text{II}} = 0,55$ .
21. Величинам  $q(\lambda_1) = 0,19$ ;  $0,29$  и  $0,64$  соответствуют  $\mathcal{P}_{\text{ТВД}} = 2$ ;  $2,8$  и  $3,6$ ;  $\mathcal{P}_{\text{ТНД}} = 1,23$ ;  $1,34$  и  $2,6$ .
22. Тяга ТРДД с раздельным истечением потоков  $R = 14500 \text{ дан}$ ; со смешением потоков  $R = 15200 \text{ дан}$ .
23. При  $\mathcal{P}_{\text{КНД}} = \mathcal{P}_{\text{КСД}} = \mathcal{P}_{\text{КВД}} = 0,8$  имеем  $q(\lambda_{\text{НД}}) = 0,7$ ,  $q(\lambda_{\text{КСД}}) = 0,82$  и  $q(\lambda_{\text{ВД}}) = 0,93$ .
24. Температурам  $T_{\text{зпр}}^* = 1600$  и  $1200 \text{ К}$  соответствуют тяги  $R_{\text{пр}} = 11600$  и  $6200 \text{ дан}$ .

Приложение 3

Таблица  
перевода некоторых единиц измерения физических  
величин из различных систем в международную систему СИ

Наименование и обозначение величин	Единица		Значение в единицах СИ и кратных от них
	наименование	обозначение	
1	2	3	4
Масса	килограмм-сила-секунда в квадрате на метр	кгс·с <sup>2</sup> /м	9,81 кг
Сила, вес, тяга R	килограмм-сила	кгс	9,81Н=0,981дан
Давление p	килограмм-сила на квадратный метр	кгс/м <sup>2</sup>	9,81Па
	бар	бар	10 <sup>5</sup> Па
Удельная тяга R <sub>уд</sub>	килограмм-сила-секунда на килограмм	кгс·с/кг	9,81Н·с/кг = = 0,981дана·с/кг
Удельный расход топлива C <sub>уд</sub> , отнесенный к единице тяги	килограмм в час на килограмм-силу	кг/(ч кгс)	$\frac{1}{3600 \cdot 9,81}$ кг/(с·Н) = = 1,02 кг/(ч дан)
Мощность N	лошадиная сила	л.с.	735,5 Вт = 0,7355 кВт
Удельный расход топлива C <sub>e</sub> , отнесенный к единице работы	килограмм на лошадиную силу-час	кг/(л.с·ч)	$\frac{1}{735,5 \cdot 3600}$ кг/Дж = = $\frac{1}{0,7355}$ кг/(кВт·ч)
Удельная работа компрессора L <sub>к</sub> или турбины L <sub>т</sub> , теплотворность топлива H <sub>ц</sub> , удельное количество теплоты Q, удельная энтальпия i	килокалория на килограмм	ккал/кг	4,187·10 <sup>3</sup> Дж/кг
	килограмм-сила-метр на килограмм	кгс·м/кг	9,81 Дж/кг
Удельная теплоемкость C <sub>p</sub> , удельная газовая постоянная R, удельная энтропия S	килокалория на килограмм-градус Цельсия	ккал/кг°С	4,187·10 <sup>3</sup> Дж/кг·К
	килограмм-сила-метр на килограмм-градус Цельсия	кгс·м/кг°С	9,81 Дж/кг·К

Продолжение таблицы

1	2	3	4
Массовый расход воздуха $G_a$ , газа $G_r$ , топлива $G_T$	килограмм в час	кг/ч	$0,2778 \cdot 10^{-3}$ кг/с
Плотность $\rho$	килограмм-сила-секунда в квадрате на метр в четвертой степени	кгс·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	9,81 кг/м <sup>3</sup>

ЛИТЕРАТУРА

1. АБРАМОВИЧ Г.Н. Прикладная газовая динамика. М., "Наука", 1969, с. 824.
2. Авиационный двухконтурный турбореактивный двигатель Д-20П. Соловьев П.А., Андрейченко Л.П., Кулагин В.В. и др. М., "Машиностроение", 1969, с. 70.
3. Авиационный двухконтурный турбореактивный двигатель Д-20П. Соловьев П.А., Ступников Л.П., Кулагин В.В. и др. М., "Машиностроение", 1971, с. 132.
4. АКИМОВ В.М., СТАРИК Д.Э., МОРОЗОВ А.А. Экономическая эффективность повышения ресурса и надежности ГТД. М., "Машиностроение", 1972, с. 172.
5. БАКУЛЕВ В.И., МАРКОВ Н.И. Расчет высотно-скоростных характеристик однокаскадных и двухкаскадных турбореактивных двигателей. М., изд. МАИ, 1971, с. 256.
6. БОРОВИК В.О. Определение высотно-скоростных характеристик ТРД по данным стендовых испытаний в условиях  $H = 0$ ,  $M_0 = 0$ . - В кн.: "Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД". Сб. статей под ред. В.О.Боровика. Выпуск третий. М., изд. ЦИАМ. Труды № 596, 1974, с. 5-29.
7. ВУКАЛОВИЧ М.П., НОВИКОВ И.И. Техническая термодинамика. М., "Энергия", 1968, с. 496.
8. ГЕНКИН Э.Л., КОРЖ Н.Д., КУЛАГИН В.В. и др. Расчет высотно-скоростных характеристик авиационных газотурбинных двигателей. Пермь, Пермский политехнический институт, 1969, с. 80.

9. ДОРОФЕЕВ В.М., ЛЕВИН В.Я. Испытания воздушно-реактивных двигателей. М., Оборонгиз, 1961, с. 220.
10. ЖИРАЦКИЙ Г.С., ЛОКАЙ В.И., МАКСУТОВА М.К. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М., "Машиностроение", 1971, с. 620.
11. ЗУЕВ В.С., МАКАРОН В.С. Теория прямоточных и ракетно-прямоточных двигателей. М., "Машиностроение", 1971, с. 368.
12. ИНОЗЬМЦЕВ Н.В. Авиационные газотурбинные двигатели. Теория и рабочий процесс. М., Оборонгиз, 1955, с. 352.
13. КАЗАНДЖАН П.К., КУЗНЕЦОВ А.В. Турбовинтовые двигатели. Рабочий процесс и эксплуатационные характеристики. М., Воениздат, 1961, с. 264.
14. КЛЯЧКИН А.Л. Теория воздушно-реактивных двигателей. М., "Машиностроение", 1969, с. 512.
15. КОЛОДОЧКИН В.П. Воздушно-реактивные двигатели сверхзвуковых многорежимных самолетов. М., "Машиностроение", 1975, с. 132.
16. КОРЖ Н.Д., КУЛАГИН В.В., РОНЗИН В.Д. и др. Определение температуры газа перед турбиной двухвального высокотемпературного ДТРД. - "Изв.высш.учебн.заведений. Авиационная техника", 1973, № 3, с. 76-78.
17. КУЛАГИН В.В. Основные закономерности рабочего процесса авиационных ГТД. Куйбышев, Куйбышевский авиационный институт, 1975, с.115.
18. КУЛАГИН В.В. Совместная работа узлов и характеристики ГТД. Куйбышев, Куйбышевский авиационный институт, 1975, с. 136.
19. КУЛАГИН В.В. Вывод основных уравнений для расчета высотно-скоростных характеристик двухконтурного двигателя сложной схемы. - В кн.: "Некоторые особенности отработки конструкции и параметров авиационных газотурбинных двигателей". Пермь, Пермский политехнический институт, 1967, с. 69-81.
20. КУЛАГИН В.В. Метод расчета высотно-скоростных характеристик двухконтурных турбореактивных двигателей. - "Труды Казанского авиационного института". Выпуск 93. Авиационные двигатели, 1967, с. 84-98.
21. КУЛАГИН И.И. Теория авиационных двигателей. М., Оборонгиз, 1958, с. 479.
22. МАРКОВ И.И., БАКУЛЕВ В.И. Расчет высотно-скоростных характеристик турбореактивных двигателей. М., Оборонгиз, 1960, с. 80.
23. МАСЛЕННИКОВ М.М., БЕХЛИ М.Г., ШАЛЬМАН Ю.И. Газотурбинные двигатели для вертолетов. М., "Машиностроение", 1969, с. 380.
24. МАСЛЕННИКОВ М.М., ШАЛЬМАН Ю.И. Авиационные газотурбинные двигатели. М., "Машиностроение", 1975, с. 576.

25. МАСЛОВ В.Г. Выбор параметров и термодинамический расчет авиационных газотурбинных двигателей. Куйбышев, изд. Куйбышевского авиационного института, 1970, с. 195.
26. НЕЧАЕВ Ю.Н., ФЕДОРОВ Р.М., ГОВОРОВ А.Н. Теория авиационных двигателей. Ч.П, Рабочий процесс и характеристики газотурбинных двигателей. М., изд. ВВИА им.проф. Н.Е.Жуковского, 1972, с.428.
27. НЕЧАЕВ Ю.Н., СМОЛЯКОВ Б.И. Сборник задач по теории двигателей. М., изд. ВВИА им.проф. Н.Е.Жуковского, 1973, с. 96.
28. ОРЛОВ Б.В., МАЗИНГ Г.Ю., РЕЙДЕЛЬ А.Л. Основы проектирования ракетно-прямоточных двигателей для беспилотных летательных аппаратов. М., "Машиностроение", 1967, с. 424.
29. Основы проектирования и характеристики ГТД. (Пер.с англ.) Под ред. У.Р.Хауторна и У.Т.Ослопа. М., "Машиностроение", 1964, с. 648.
30. ПАВЛЕНКО В.Ф. Силовые установки летательных аппаратов вертикального взлета и посадки. М., "Машиностроение", 1972, с. 284.
31. ПАРХОМОВ А.Л. Рабочие режимы многовального ГТД на полях характеристик компрессоров. М., изд. ЦИАМ, Труды № 489, 1971, с.10.
32. ПАРХОМОВ А.Л. Приближенные методы определения параметров ТРДД на дроссельных режимах. М., изд. ЦИАМ, Труды № 546, 1972, с.20.
33. Реактивные двигатели. Под ред. О.Е.Ланкастера. (Пер. с англ.). М., Воениздат, 1962, с. 668.
34. СОЛОХИН Э.Л. Испытания авиационных воздушно-реактивных двигателей. М., "Машиностроение", 1975, с. 356.
35. СОСУНОВ В.А., ЛИТВИНОВ Ю.А. Неустановившиеся режимы работы авиационных газотурбинных двигателей. М., "Машиностроение", 1975, с. 216.
36. СТЕЧКИН Б.С., КАЗАНДЖАН И.К., АЛЕКСЕЕВ А.П. и др. Теория реактивных двигателей. Рабочий процесс и характеристики. М., Оборонгиз, 1958, с.533.
37. ТАЛАНТОВ А.В. Основы теории горения. Казань, изд. Казанского авиационного института, 1975, с. 252.
38. Теория воздушно-реактивных двигателей. Под ред. С.М.Шляхтенко. М., "Машиностроение", 1975, с. 568.
39. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок. Дорофеев В.М., Маслов В.Г., Первышин Н.В. и др. М., "Машиностроение", 1973, с. 144.

40. ФЛОРОВ И.Ф. Некоторые соотношения между параметрами и характеристиками двухконтурных турбореактивных двигателей с различными контурами. М., изд. ЦИАМ, Труды № 457, 1969, с.
41. ХОЩЕВНИКОВ К.В. Согласование параметров компрессоров и турбины в авиационных газотурбинных двигателях. М., "Машиностроение", 1965, с. 200.
42. ЧЕРКАСОВ Б.А. Автоматика и регулирование воздушно-реактивных двигателей. М., "Машиностроение", 1974, с. 376.
43. ЧЕРКЕЗ А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. М., "Машиностроение", 1965, с. 356.
44. ШЕВИКОВ А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. М., "Машиностроение", 1970, с. 660.
45. ЮГОВ О.К., СЕЛИВАНОВ О.Д. Согласование характеристик самолета и двигателя. М., "Машиностроение", 1975, с. 204.
46. ГОЛУБЕВ В.А. Расчет высотно-скоростных характеристик двухконтурных двухвальных ТРД. М., изд. МАИ, 1976, с. 87.
47. Gray D.E. An early glimpse at long term subsonic commercial turbofan technology requirements. AIAA Paper № 75-1207.

# О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие .....	3
Основные условные обозначения.....	5
<b>Г л а в а IV. ОСОБЕННОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ И ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОВАЛЬНЫХ ТРДД (ТРД)</b>	
§ 4.1. Основные закономерности совместной работы узлов двухвальных ТРД и ТРДД.....	8
4.1.1. Общие закономерности совместной работы узлов двухвальных ТРД и ТРДД и одновальных двигателей.....	8
4.1.2. Основные особенности совместной работы узлов двухвальных двигателей.....	13
§ 4.2. Особенности расчета характеристик многовальных ТРДД и ТРД.....	22
4.2.1. Расчет обобщенных характеристик.....	22
4.2.2. Расчет характеристик двухвальных ТРДД и ТРД по характеристикам их узлов.....	25
§ 4.3. Особенности характеристик двухвальных ТРД и ТРДД	26
§ 4.4. Влияние параметров рабочего процесса на совме- стную работу узлов и на характеристики двухваль- ных ТРД и ТРДД.....	32
§ 4.5. Влияние регулирования двухвальных ТРДД и ТРД на их характеристики.....	50
§ 4.6. Особенности совместной работы узлов и характерис- тик двухвальных ТРДД со смещением потоков.....	58
§ 4.7. Особенности совместной работы узлов и характерис- тик многовальных ТРД и ТРДД.....	69
В ы в о д ы .....	78
К о н т р о л ь н ы е   в о п р о с ы .....	80
З а д а ч и .....	82
П р и л о ж е н и е I. Номограмма для определения функ- ции $\eta_{кнд} = \eta \left( \frac{t_{кнд}}{t + t_{кнд}} \right), \eta'_{кнд}$ .....	89
П р и л о ж е н и е 2. Ответы к решению задач.....	90
П р и л о ж е н и е 3. Таблица перевода некоторых единиц измерения физических величин из различных систем в Международную систему (СИ).....	91
Л и т е р а т у р а.....	92